

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Nekonvenční řešení přední kyvné vidlice motocyklu

Unconventional Design of a Motorcycle Fork Spring

Student:

Bc. Petr Drastík

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava: 23.5.2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Drastík**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Nekonvenční řešení přední kyvné vidlice motocyklu**
Unconventional Design of a Motorcycle Fork Spring

Zásady pro vypracování:

Navrhněte moderní nekonvenční řešení přední vidlice motocyklu. Vlastní disk kola a pneumatiku použijte z dostupných zdrojů. Součástí návrhu je vyřešení :

- uložení kola pomocí valivých ložisek
- připojení uzlu kotoučové brzdy
- uzlu zavěšení kola a řízení
- hydraulického systému řízení
- odpružení a tlumení vidlice.

Proveďte geometrické a pevnostní kontroly všech kritických částí. Rovněž proveďte rešerši používaných typů předních vidlic motocyklů a nástin jejich historického vývoje.

Parametry :

Rozměr ráfku – 17“ atyp
Rozměr pneu – 120/70
Hmotnost motorky – 230 kg (bez cestujících)
Výkon motoru – max. 110 kW

Nakreslete – sestavu vidlice, výrobní výkresy dílů uzlů uložení kola a rejdu.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOHÁČEK, F. a kol. *Části a mechanismy strojů I, II*. Skripta VUT Brno, 1990.
BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů 1,2*. SNTL Praha, 1989.
BRÁT, V. *Příručka kinematiky s příklady*. SNTL Praha, 1976.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z ČaMS. Spoje*. Druhé vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
TREBUŇA, F., ŠIMČÁK, F. *Odolnost prvků mechanických systémů*. Emilena Košice 2004. ISBN 80-8073-148-9.

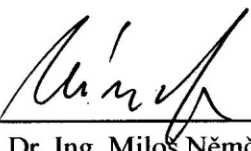
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: ...23.5.2011...



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB–TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB–TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB–TUO.
- было с́jednáv́ано, že s VŠB–TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́jednáv́ано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB–TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB–TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 23.5.2011
.....

Bc. Petr Drastík
Chaloupky 351/2
747 27, Koberžice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DRASTÍK, P.: *Nekonvenční řešení přední kyvné vidlice motocyklu*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 66s. Diplomová práce, vedoucí: NĚMČEK, M.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem přední kyvné vidlice motocyklu. V úvodu práce je přehled v současnosti vyráběných typů uložení přední kola, porovnání jejich parametrů a legislativní zařazení motocyklu pro provoz na pozemních komunikacích. Následuje vlastní návrh konstrukce rámu vidlice. Další část práce se zabývá rozbořem působících sil na konstrukci rámu motocyklu a tedy i vidlici. Navržená konstrukce vidlice je ověřena pevnostní analýzou metodou konečných prvků. Dále jsou provedeny pevnostní výpočty důležitých uzlů, jakými jsou brzdová soustava a systém umožňující natáčení kola. K diplomové práci je také doložen sestavný výkres vidlice a dílenský výkres přední osy s rejdovým čepem.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

DRASTÍK, P.: *Unconventional Design of a Motorcycle Fork Spring*. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347 VŠB-Technical University of Ostrava, 2009. 66p. Diploma thesis, head: NĚMČEK, M.

This diploma thesis deals with an engineering design of a motorcycle front swinging fork. At the beginning there is a list of currently manufactured types of front wheel mounting with the comparison of technical data and the legislation about usage on the road network. Subsequently the engineering design of the fork frame follows. The next part focuses on an analysis of the forces acting on the supporting frame of the motorcycle and on the fork. Next, strength calculations of important systems such as brake system and wheel steering system are performed. The design drawing of the fork and working drawing of the front axis with steering pin are enclosed.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ	9
1 ÚVOD	11
1.1 Cíle diplomové práce	11
1.2 Rešerše v oblasti uložení předního kola motocyklů.....	11
1.3 Legislativa motocyklů	18
2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEDNÍ KYVNÉ VIDLICE.....	19
2.1 Geometrie motocyklů	19
2.2 Návrh konstrukce přední vidlice.....	20
3 PROVOZNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KYVNOU VIDLICI.....	22
3.1 Poloha těžiště	22
3.2 Zrychlení.....	23
3.3 Brzdění	23
3.4 Síla od překážky na vozovce	27
3.5 Odstředivá síla	28
3.6 Valivý odpor.....	29
3.7 Působící síly.....	30
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VIDLICE	31
4.1 První varianta působení sil.....	31
4.2 Druhá varianta působení sil	33
4.3 Třetí varianta působení sil.....	34
5 VÝPOČET OSY PŘEDNÍHO KOLA	37
6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK.....	40
6.1 Výpočet ložisek rejdového čepu	40
6.2 Výpočet ložisek předního kola	42
7 VÝPOČET PŘIPOJENÍ KOTOUČOVÉ BRZDY	44
7.1 Výpočet šroubu držáku brzdíče	44
7.2 Pevnostní kontrola držáku brzdy	46
7.3 Výpočet jemného drážkování přední osy.....	48
7.4 Výpočet trubky záchytu brzdného momentu	48
7.5 Výpočet šroubu pro upevnění trubky.....	50
8 NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU ŘÍZENÍ	51
8.1 Gyroskopické momenty.....	51

8.2	Stabilizující účinek závleku	52
8.3	Kontrola hydraulického válce	54
8.4	Výpočet šroubu pro uchycení hydraulického válce	55
8.5	Určení potřebného tlaku kapaliny pro zatáčení	56
9	NÁVRH ODPRUŽENÍ A ULOŽENÍ PŘEDNÍ VIDLICE	57
9.1	Návrh tlumiče odpružení	57
9.2	Uložení přední vidlice	58
10	ZÁVĚR	61
10.1	Vyhodnocení stanovených cílů	61
11	POUŽITÁ LITERATURA	62
	SEZNAM PŘÍLOH	65

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

a	Zrychlení, koeficient vzpěrnosti	$[\text{m}\cdot\text{s}^2]$, $[\text{MPa}]$
b	Délka, koeficient vzpěrnosti	$[\text{mm}]$, $[\text{MPa}]$
c	Délka	$[\text{mm}]$
d	Průměr	$[\text{mm}]$
e	Výpočtový součinitel ložiska	$[-]$
f	Součinitel tření	$[-]$
f_k	Součinitel valivého odporu	$[-]$
f_0	Výpočtový součinitel ložiska	$[-]$
g	Gravitační zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^2]$
h	Výška	$[\text{mm}]$
k	Délka, součinitel bezpečnosti	$[\text{mm}]$, $[-]$
i	Poloměr kvadratického momentu	$[\text{mm}]$
l	Délka	$[\text{mm}]$
m	Hmotnost, poměrový součinitel ložiska	$[\text{kg}]$, $[-]$
n	Délka, počet, otáčky	$[\text{mm}]$, $[-]$, $[\text{min}^{-1}]$
n_{mez}	Mezní otáčky ložiska	$[\text{min}^{-1}]$
p	Délka, tlak, koeficient ložiska	$[\text{mm}]$, $[\text{MPa}]$, $[-]$
r	Poloměr	$[\text{mm}]$
s	Délka	$[\text{mm}]$
s_0	Statická bezpečnost ložiska	$[-]$
t	Délka, čas	$[\text{mm}]$, $[\text{s}]$
v	Rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
z	Poměrné zpomalení, počet, délka	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$, $[-]$, $[\text{mm}]$
A	Tažnost materiálu	$[\%]$
B	Síla	$[\text{N}]$
C	Základní dynamická únosnost ložiska	$[\text{N}]$
C_0	Základní statická únosnost ložiska	$[\text{N}]$
D	Průměr	$[\text{mm}]$
F	Síla	$[\text{N}]$
G	Tíhová síla	$[\text{N}]$
J	Hmotnostní moment setrvačnosti	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
L	Délka	$[\text{mm}]$

L_{10}	Základní trvanlivost ložiska v otáčkách	[mil. ot.]
L_{10h}	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[hod]
M	Moment	[N·m]
O_{fk}	Reakce valivého odporu	[N]
P	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
R	Reakce, poloměr, délka	[N], [mm], [mm]
Re	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
T	Těžiště	[-]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
X	Výpočtový součinitel ložiska	[-]
Y	Výpočtový součinitel ložiska	[-]
Z	Síla	[N]
α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]
δ	Úhel	[°]
λ	Štíhlostní poměr	[-]
μ	Součinitel tření	[-]
μ_m	Mechanická účinnost hydraulického válce	[-]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]
σ	Normální napětí	[MPa]
τ	Tečné napětí	[MPa]
φ	Součinitel adheze	[-]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]
ϕ'	Třecí úhel závitu	[°]

1 ÚVOD

V diplomové práci bude řešen návrh nekonvenční přední kyvné vidlice motocyklu. Z různých technických řešení předních vidlic motocyklů, bylo vybráno řešení s kyvnou vidlicí, centrální pružicí jednotkou a uchycení předního kola pomocí rejdového čepu, který umožňuje natáčení kola. Práce je zaměřena na konstrukční návrh řešení kyvné vidlice, uchycení předního kola a systém umožňující natáčení kola. Pneumatika je zvolena dle běžně používaných typů pro cestovní motocykly této třídy. Ostatní díly jako kolo, brzdy a spojovací části jsou použity typizované. Jako vhodná konstrukce kyvné vidlice byla zvolena svařovaná vidlice tvaru U z tenkostěnných ocelových trubek. Při řešení výpočtového modelu je obtížné určit provozní namáhání, protože síly, které na vidlici a tím pádem i na celý rám motocyklu působí, jsou velmi proměnlivé a nahodilé. Zatížení zjištěnými silami bude simulováno metodou konečných prvků. Budou také provedeny pevnostní výpočty, převážně brzdového systému ale i ostatních důležitých součástí vyplývajících z konstrukce vidlice.

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je:

1. provést přehled možných řešení,
2. na základě zpracované rešerše navrhnout koncepci přední vidlice motocyklu,
3. navrhnout konstrukční řešení této vidlice,
4. provést pevnostní výpočty v nebezpečných místech,
5. vytvořit výkresovou dokumentaci, skládající se ze sestavného výkresu a dílenského výkresu vybrané součásti.

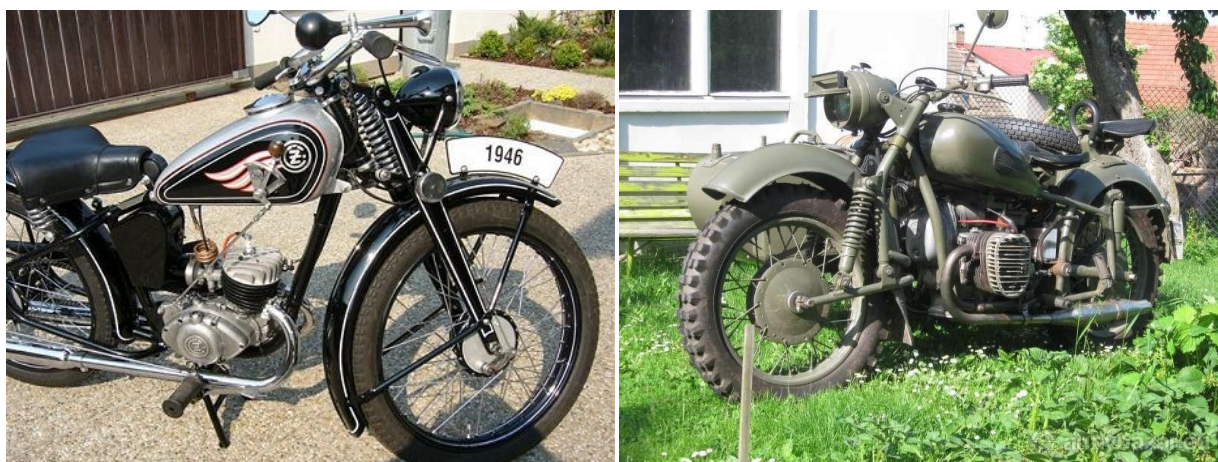
1.2 Rešerše v oblasti uložení předního kola motocyklů

Od samotného zkonstruování prvního motocyklu koncem 19. století měli jezdci – motorkáři potřebu cestovat v pohodlí. Protože pokud řízení jezdce unavuje, jeho soustředění na řízení rychle klesá. Proto se s postupem času vyvíjely různé varianty uchycení a odpružení předního kola. S rostoucím objemem, výkonem a spolehlivostí se motocykly používaly pro delší cesty, na kterých je potřeba aby na jezdce nepůsobily nepříjemné vlivy jako je kmitání řídítek při přejezdu silnicí se zhoršeným povrchem, nebo skákání předního kola díky špatné geometrii celého podvozku motocyklu. Z těchto důvodů jsou motocykly osazeny různými způsoby uchycení předního kola v závislosti na jejich využití a způsobu zacházení.

Na našich silnicích je možno setkat se s různými typy uchycení předního kola motocyklu. Přehled některých řešení uchycení předního kola:

- **Vahadlová přední vidlice**

Toto provedení uložení předního kola se používalo u starších motocyklů. Základem je vahadlová páka, kde se podle její délky rozlišuje uspořádání dlouhé, střední a krátké. U vahadlových vidlic dochází k rozdělení funkcí, kde odpružení zajišťují dvě samostatné pružicí jednotky po bocích předního kola (nebo jedna centrální) obsahující i tlumicí elementy a samotné vedení předního kola zajišťují vahadlové páky. U motocyklů s centrální pružinou je tato umístěna blízko hlavy řízení což zapříčiňuje poměrně obtížné ovládání. V dnešní době se toto uložení předního kola používá u motocyklů třídy chopper.



Obr. 1.1 Vahadlová přední vidlice - krátké a dlouhé provedení [27, 28]

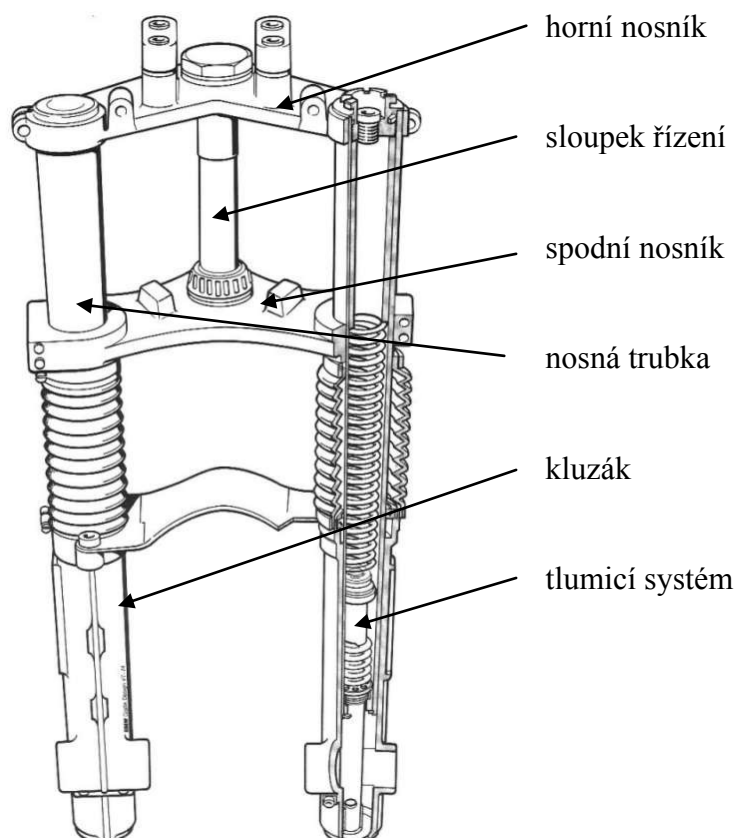
Tab. 1.1 Výhody a nevýhody vahadlové vidlice

Výhody	Nevýhody
dobré vedení předního kola	omezená délka propružení
tlačená vidlice má schopnost zabránit předklápění motocyklu při brzdění	poměrně obtížné ovládání řízení
změnou délky vahadel lze upravovat geometrii motocyklu	malá možnost nastavení pružení a tlumení
	negativní změny v řízení a tlumení při jízdě pouze s řidičem

- **Teleskopická vidlice**

Toto uložení se skládá ze dvou dutých nosných trubek uchycených v horním a spodním nosníku vidlicového můstku. Na těchto nosných trubkách jsou kluzně uloženy pohyblivé kluzáky, které kloužou nahoru a dolů. Na konci kluzáku je uchyceno přední kolo. Vevnitř nosných trubek jsou vinuté pružiny s kombinací většinou hydraulickým tlumičem. Tyto tlumiče jsou umístěny ve spodní části nosných trubek a na spodním konci pístnic tlumičů jsou upevněny

kluzáky, které přenáší nerovnosti vozovky od předního kola. Kluzáky, které kloužou po nosných trubkách jsou opatřeny těsnicím kroužkem a uvnitř otvory pro průtok tlumicího oleje. Při pohybu vidlice tento olej protéká těmito otvory, kde se přibrzdňuje a tímto vyvolává tlumicí účinek. Pro zachování jízdního komfortu jsou otvory zkonstruovány tak, aby byl tlumicí účinek při stlačování vidlice menší než při roztahování. A to hlavně kvůli tlumení prudce reagujících vinutých pružin.



Obr. 1.2 Klasická teleskopická vidlice [29]

Tab. 1.2 Výhody a nevýhody teleskopické vidlice

Výhody	Nevýhody
jednoduchost konstrukce	kluzák se s nosnou trubkou překrývá jen na malé části - při brzdění jsou nosné trubky namáhány značným ohybovým momentem
nenáročná na údržbu	
možnost zajistit dostatečné mazání všech dílů	změna rozvoru motocyklu při zatížení
možnost nastavování tuhosti odpružení přední vidlice	
možnost nastavování tlumení pro stlačování a roztahování tlumiče	usazování nečistot na nosných trubkách působí jako brusný papír a narušují těsněnou plochu těsnicích kroužků

- **Obrácená teleskopická vidlice**

Toto uložení vychází z klasické teleskopické vidlice, ovšem s tím rozdílem, že v horním a spodním nosníku vidlicového můstku jsou uchyceny kluzáky. Řešení tohoto typu vidlice se označuje upside-down. Tohoto uložení se používá převážně u sportovních a cestovních motocyklů a vytlačilo tak z trhu klasickou teleskopickou vidlici. Byla vyvinuta především kvůli úspoře hmotnosti. Čím menší je totiž hmotnost neodpružených hmot vidlice, tím rychleji se u ní projevuje tlumicí účinek a tím rychleji reaguje na nerovnosti. Je zde i menší stlačovací efekt, tedy menší překlápění motocyklu při brzdění. V dnešní době se u většiny vidlic, ať již teleskopických nebo převrácených, používá pro dosažení lepších vlastností progresivně vinutých pružin. Ovšem díky převrácené poloze je důležité umístění těsnění, protože tlumicí olej je v nosných trubkách a má tendenci stékat po kluzácích. Ty je třeba chránit před nečistotami a např. kamínky od otáčejícího se předního kola.



Obr. 1.3 Řez obrácenou teleskopickou vidlicí Upside-down [30]

Tab. 1.3 Výhody a nevýhody obrácené teleskopické vidlice

Výhody	Nevýhody
jednoduchost konstrukce	změna rozvoru motocyklu při zatížení
nenáročná na údržbu	usazování nečistot na nosných trubkách působí jako brusný papír a narušují těsněnou plochu těsnících kroužků
možnost zajistit dostatečné mazání všech dílů	
možnost nastavování tuhosti odpružení přední vidlice	
možnost nastavování tlumení pro stlačování a roztahování tlumiče	
kluzák se s nosnou trubkou překrývá na větší části a nedochází takto k zvýšenému namáhání	

- **Teleskopická páková přední vidlice**

Toto řešení je kombinací vahadlového a teleskopického řešení uložení předního kola. Byla vyvinuta, zavedena a používána u motocyklů BMW. Jde o teleskopickou vidlici, kde jsou kluzáky uchyceny k podélnému ramenu a horní konce nosných trubek jsou přes otočný kulový čep spojeny s vidlicovým můstkem v přední části rámu motocyklu. Tlumení, odpružení a spojení podélného ramene s přední částí rámu motocyklu zajišťuje centrální tlumič. Ve vidlici jako takové již dále žádné tlumicí nebo pružící prvky nejsou, ale je zde pouze olejová náplň potřebná pro mazání vzájemně se pohybujících kluzáků a nosných trubek. Pohyb pro zatáčení motocyklů se na vidlici přenáší přes bezúdržbový kulový čep. Teleskopická vidlice u tohoto řešení slouží pouze pro vedení a řízení předního kola motocyklu.



Obr. 1.4 Teleskopická páková přední vidlice [31]

Tab. 1.4 Výhody a nevýhody teleskopické pákové vidlice

Výhody	Nevýhody
protiponořovací efekt při brzdění	složitější konstrukce
minimální změna rozvoru při brzdění	nutná údržba a mazání celého systému
díky centrálně umístěnému tlumiči dochází k centrálnímu přenosu sil do rámu motocyklu	obtížnější dostupnost regulátoru nastavování tuhosti odpružení a tlumení
možnost nastavování tuhosti odpružení přední vidlice	chráněno patentem firmy BMW
možnost nastavování tlumení pro stlačování a roztahování tlumiče	

- **Páková přední vidlice**

Vedení předního kola u tohoto řešení tvoří lichoběžníkový čtyřúhelník, který tvoří dvě ramena kloubově uchycená k rámu motocyklu. O tlumení a pružení se stará centrální pružicí jednotka, která je kloubově uchycená ke spodnímu z ramen a k rámu motocyklu. K přenášení pohybu pro řízení slouží nůžkový kloub uložený na hlavě řízení a samotné vidlici. Vzhledem k oddělení funkce řízení a tlumení nedochází k přenosu sil od brzdění zpátky do řídítek což vede ke zvýšení jezdeckého komfortu, ke kterému přispívá rovněž minimální předklánění motocyklu při brzdění.



Obr. 1.5 Páková přední vidlice [32]

Tab. 1.5 Výhody a nevýhody pákové vidlice

Výhody	Nevýhody
protiponořovací efekt při brzdění	složitější konstrukce
minimální změna rozvoru při brzdění	nutná údržba a mazání systému zavěšení ramen
díky centrálně umístěnému tlumiči dochází k centrálnímu přenosu sil do rámu motocyklu	obtížnější dostupnost regulátoru nastavování tuhosti odpružení a tlumení
možnost nastavování tuhosti odpružení přední vidlice	nutno použít kvalitní materiály pro nůžkový mechanismus řízení
možnost nastavování tlumení pro stlačování a roztahování tlumiče	chráněno patentem firmy BMW

- **Kyvná vidlice s rejdovým čepem**

Při této variantě uložení je přední kolo vedeno výkyvným ramenem, ke kterému je uchycena pružicí a tlumicí jednotka. Uvnitř náboje kola je uložen mechanismus umožňující natáčení předního kola. Základem tohoto mechanismu je osa předního kola, na které je umístěn rejdový čep, který umožňuje natáčení kola. Takto se řídicí povely z řídítek dostávají ke kolu pomocí systému pák a otočných čepů. To znamená, že osa řízení resp. rejdový čep je pevně spojen s kolem, kdežto prvky pro vedení kola a pružicí prvky jsou uchyceny k rámu motocyklu. Toto umožňuje oddělit přenos sil od brzdění a řízení na rám motocyklu. Sériově se tato koncepce používá u motocyklu Bimota Tesi 2D a Yamaha GTS1000. Použití tohoto uložení se plánuje v šampionátu MOTO2 [17].



Obr. 1.6 Kyvná vidlice s rejdovým čepem [33]

Tab. 1.6 Výhody a nevýhody vidlice s rejdovým čepem

Výhody	Nevýhody
protiponořovací efekt při brzdění	složitější konstrukce
minimální změna rozvoru při brzdění	obtížnější dostupnost regulátoru nastavování tuhosti odpružení a tlumení
možnost nastavování tuhosti odpružení přední vidlice	
možnost nastavování tlumení pro stlačování a roztahování tlumiče	omezený rejď
pomocí řídicích pák možno řízení zpřevodovat pro ovládání bez použití velkých sil	

1.3 Legislativa motocyklů

V současné době je řada požadavků kladených na motorová vozidla, které jsou stanoveny homologačními předpisy Evropské hospodářské komise (EHK), zejména však z hlediska konstrukce vozidel. Funkční požadavky takto kladené na motorová vozidla úzce souvisí s bezpečností silničního provozu. V České republice platí zákon *O technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích*. Podrobnější požadavky na motorová vozidla uvádí vyhláška Ministerstva dopravy a spojů *O schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Dle normy ČSN 30 0024 *Základní automobilové názvosloví. Druhy silničních vozidel. Definice základních pojmů* jsou motocykly definovány takto:

Tab. 1.7 Klasifikace motocyklů dle ČSN 30 0024 [8]

Kategorie L: motorová vozidla s méně než čtyřmi koly (motocykly, tříkolky)			
označení	typ (provedení)	zdvihový objem motoru [cm ³]	maximální rychlost [km.h ⁻¹]
L ₁	dvukolový	≤ 50	≤ 50
L ₂	tříkolový	≤ 50	≤ 50
L ₃	dvukolový	> 50	> 50
L ₄	tříkolový s asymetrickými umístěním vzhledem k podélné ose vozidla	> 50	> 50
L ₅	tříkolový se symetrickým umístěním vzhledem k podélné ose vozidla	>50	>50
L _M	jízdní kolo s trvale zabudovaným hnacím motorem (motokolo)	<50	<20

2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEDNÍ KYVNÉ VIDLICE

Konstrukce přední kyvné vidlice vychází z geometrie podvozku celého motocyklu (obr. 2.1). Podvozek je základní část všech vozidel pohybujících se na pozemních komunikacích a jeho konstrukce má základní vliv na jízdní vlastnosti. Při jejím návrhu je důležité znát velikost a působení sil, které na něj působí.

2.1 Geometrie motocyklů

Jedním ze základních údajů je úhel sklonu přední vidlice (úhel řízení), kde při malém úhlu řízení (obr. 2.1) (přední kolo je více přesunuto před motocykl) má motocykl lepší stabilizující účinky a lepší vedení při vysokých rychlostech. Ovšem při malých rychlostech se s motocyklem špatně manévruje vlivem vzdálenosti předního kola od osy otáčení. Naopak větší úhel řízení vyniká lepší ovladatelností. Tento úhel se pohybuje v rozmezí $55 - 65 [^\circ]$, přičemž hodnota kolem $65 [^\circ]$ odpovídá cestovním a sportovním motocyklům a hodnoty pod $57 [^\circ]$ motocyklům třídy chopper [24].

Dalším důležitým faktorem je stopa předního kola (zavlek předního kola). Je to vzdálenost mezi průsečíkem osy řízení se zemí a styčným bodem kola se zemí. Zde platí, že větší stopa předního kola zajišťuje větší stabilitu při vysoké rychlosti a to nejen při menším úhlu řízení. Ovšem například nerovnoběžností osy hlavy řízení a uchycení přední teleskopické vidlice lze dosáhnout poměrně odlišných hodnot, než jaké by se dali očekávat u daného sklonu přední vidlice. Platí tedy, že čím větší je stopa předního kola, tím je motocykl snadněji ovladatelnější ve vysokých rychlostech a přímé jízdě. Tato stopa mívá u většiny motocyklů hodnotu mezi $80 - 125 [mm]$ [24].

Mezi další faktory, tvořící základ pro celkové rozměry motocyklu, je rozvor kol, který je na druhé straně závislý na vnějších rozměrech motoru, který musí být umístěn do rámu. Větší rozvor kol (vzdálenost středů kol od sebe) zajišťuje lepší jízdní vlastnosti i při vysokých rychlostech. Nevýhodou však zůstává obtížnější manévrování v nízkých rychlostech, kdy je nutno si více nadjíždět hlavně v ostrých zatáčkách. Rozvor kol se pohybuje v hodnotách $1350 - 1700 [mm]$ [24]. Hodnoty kolem $1450 [mm]$ jsou používány u sportovních a cestovních motocyklů.

Těžiště motocyklů je dalším důležitým aspektem. Stanovuje se v horizontálním i vertikálním směru motocyklu, ovšem důležitější je poloha těžiště celého celku – jezdec a motocykl. Obvykle se těžiště nachází v okolí palivové nádrže, ovšem je snaha umístit toto těžiště co nejnižší. Nízko

umístěné těžiště má vliv na lepší ovladatelnost v nízkých rychlostech, naopak výše umístěné těžiště umožňuje ostřejší průjezd zatáčkami. Poloha těžiště se dá u některých motocyklů měnit změnou polohy stupaček, výškou sedla a v některých případech změnou nastavení pružících jednotek. S umístěním těžiště souvisí i rozložení zatížení kol, které má vliv na stabilitu stroje při vysokých rychlostech. Snahou výrobců motocyklů je dosahovat poměru zatížení předního a zadního kola 50:50.

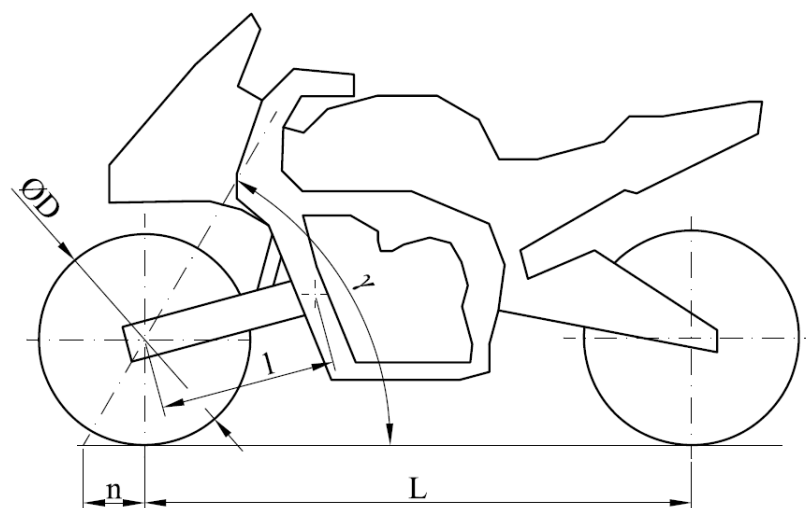


Obr. 2.1 Základní geometrie motocyklu

2.2 Návrh konstrukce přední vidlice

Jako nejvhodnější řešení konstrukce přední vidlice byla zvolena přední kyvná vidlice tvaru U svařována z ocelových profilů. Odpružení a tlumení bude řešeno pomocí centrálně uložené pružící jednotky, s možností nastavování předpětí pružiny. Dále byl zvolen 17" disk a přední bezdušová pneumatika Michelin PilotRoad2 o rozměrech 120/70-ZR17 58W (viz. příloha č.1), která se nejčastěji používá u cestovních motocyklů o zdvihovém objemu motoru 1000 [cm³]. Její nejvyšší přípustné zatížení je 236 [kg] a maximální dovolená rychlost 270 [km·h⁻¹]. Vidlice bude k rámu motocyklu uchycena pomocí osy a ovládaná pomocí dvou hydraulických válců. Samotný rám motocyklu nebude v rámci této práce řešen, ovšem jako nejvhodnější konstrukce by se hodil mostový rám [3], který by byl upraven pro uchycení kyvné vidlice a pružící jednotky. Na vidlici bude uchycen plastový blatník bránící ostříkování jezdcových nohou nečistotami.

Předběžný návrh rozměrů geometrie podvozku vychází z poznatků kapitoly 2.1 a je opět vázán k cestovním motocyklům. Hodnoty těchto rozměrů jsou uvedeny v tab. 2.1 a schéma na obr. 2.2.



Obr. 2.2 Konstrukční návrh přední kyvné vidlice

Tab. 2.1 Typické rozměry geometrie motocyklu

Základní rozměry geometrie motocyklu		
označení	velikost	
L	1480	mm
D	600	mm
l	500	mm
n	115,2	mm
γ	69	°

3 PROVOZNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KYVNOU VIDLICI

Síly, které působí na rám motocyklu – podvozek, vznikají mezi povrchem vozovky a pneumatikami. Tyto síly vznikají jízdními manévry jako například zrychlování, brzdění, zatáčení nebo přejezdem nerovností. Takto vznikající namáhání podvozku závisí také na rychlosti jízdy. Působení těchto sil je možno uvažovat ve třech směrech – příčný směr (osa X), podélný směr (osa Y) a svislý směr (osa Z).

- **Příčný směr (osa X)**

Příčná síla vzniká při průjezdu zatáčkou – zatáčením, kdy na motocykl působí odstředivá síla, která vyvolává třecí síly mezi koly a vozovkou.

- **Podélný směr (osa Y)**

Podélná síla vzniká mezi pneumatikami a vozovkou při brzdění a zrychlování motocyklu. V tomto směru je třeba rovněž uvažovat vodorovnou složku síly od přejezdu nerovností. Na velikosti této složky má vliv výška nerovnosti a rychlost kterou bude přejeta.

- **Svislý směr (osa Z)**

Síla ve svislém směru je způsobená hmotností motocyklu a jezdce jako reakce styku pneumatiky s vozovkou. Vzniká také složka svislé síly od přejezdu nerovností.



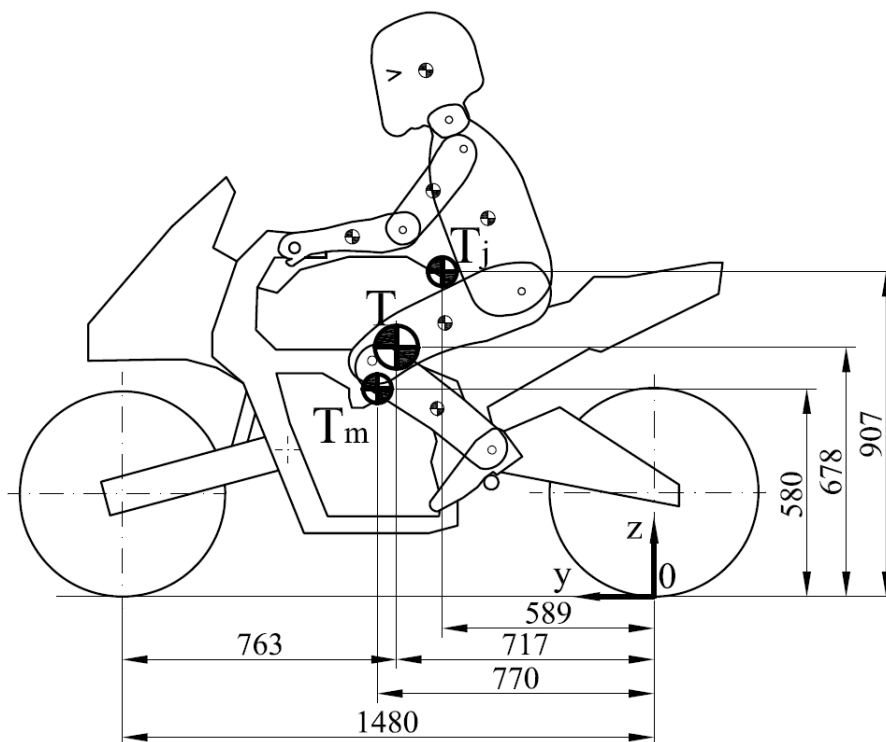
Obr. 3.1 Směry působících sil

3.1 Poloha těžiště

Poloha těžiště má zásadní vliv na další výpočty. Proto byla uvažována jezdecká pozice cestovního motocyklu Yamaha FZS 1000 Fazer. Rozložení zatížení kol je u tohoto motocyklu v poměru 52:48 [10] a lze tedy uvažovat, že těžiště T_m je téměř v polovině rozvoru. Výšková poloha těžiště je od země 580 [mm] [10] v nezatíženém stavu. Hmotnost motocyklu je zvýšena o 10 [kg] na hodnotu 230 [kg] z důvodů použití kyvné vidlice místo vidlice teleskopické. Pro další určení těžiště bude uvažováno s touto hodnotou, neboť zvyšování polohy těžiště je na straně bezpečnosti.

Určení polohy těžiště jezdce T_j vyplývá z velikosti jednotlivých částí těla a jejich poměru k celkové tíze řidiče (viz. příloha č.2). Hmotnost jezdce je uvažována 95 [kg] s ohledem na hmotnosti přilby a jiného vybavení řidiče. Těžiště celé soustavy T (obr. 3.1) je určeno výpočtem. Ukázka výpočtu polohy těžiště ve směru osy z :

$$z_T = \frac{\sum_{i=1}^n z_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{580 \cdot 230 + 915 \cdot 95}{230 + 95} = 678 [\text{mm}] \quad (3.1)$$



Obr. 3.2 Poloha těžiště motocyklu s jezdcem

3.2 Zrychlení

Při zrychlování motocyklů je přední kolo nadlehčováno a zadní naopak přitlačováno. Toto odlehčení nebo přitlačení ze statické podmínky závisí na velikosti zrychlení, výšce těžiště a rozvoru motocyklu (rov. 3.7 a 3.8). Síla působící na motocykl při zrychlení nebude na vidlici uvažována.

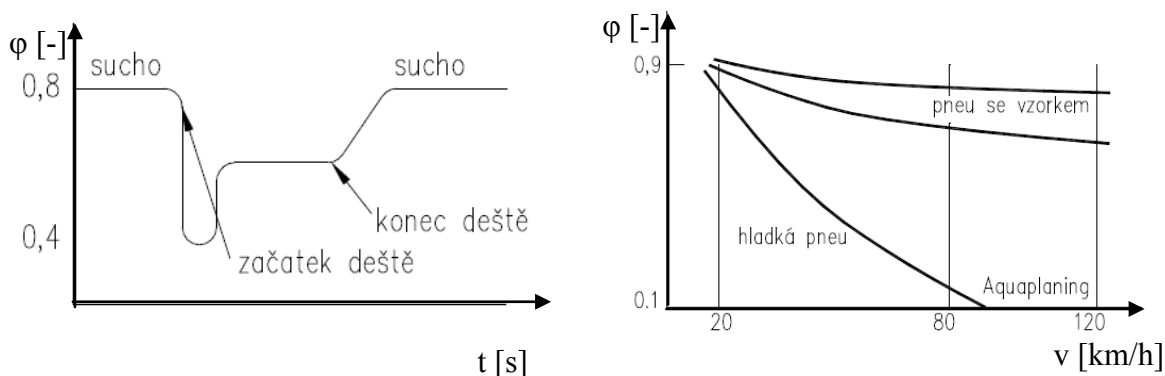
3.3 Brzdění

Brzdění je záměrné snižování rychlosti motocyklu. O kvalitě brzdné soustavy vypovídá délka brzdné dráhy. Délka této brzdné dráhy je dána předpisem EHK OSN č. 78. Ovšem největší síly, které na přední vidlici působí, jsou za předpokladu, že se brzdná síla přenese na vozovku.

Ze zatěžující síly je proto třeba určit působení brzdné síly mezi předním kolem a vozovkou na mezi adheze.

- **Součinitel adheze** – součinitel, který vyjadřuje soudržnost pneumatiky s vozovkou.

Adheze je závislá na vlastnostech pneumatiky – jejím tvaru, výšce vzorku, tlaku huštění, materiálu běhounu, teplotě. Dále je závislá na vlastnostech vozovky – vlhkosti, materiálu, teplotě nebo nečistotách.



Obr. 3.3 Závislost součinitele adheze [5]

Tab. 3.1 Součinitel adheze pro různé povrchy [5]

Povrch		$\phi [-]$	Povrch		$\phi [-]$
beton	suchý	0,8 - 0,9	makadam	suchý	0,6 - 0,8
	mokrý	0,5 - 0,8		mokrý	0,3 - 0,8
asfalt	suchý	0,6 - 0,9	dlažba	suchý	0,6 - 0,8
	mokrý	0,3 - 0,8		mokrý	0,3 - 0,5

Určení maximální brzdné síly vychází ze zjednodušení dle [5, 6]. Při brzdění je zrychlení motocyklu záporné a tedy i působení obvodové síly na kola je záporné. Při maximálním (ideálním) brzdění je poměrné zpomalení $z = \frac{a}{g}$ stejně velké, jako součinitel valivé přilnavosti $\mu_v = 1 [-]$. Proto platí:

$$z_{\max} = \mu_v \quad (3.2)$$

Skutečné poměrné zpomalení je pak definováno vztahem 3.3:

$$z = \frac{a_{\max}}{g} \quad (3.3)$$

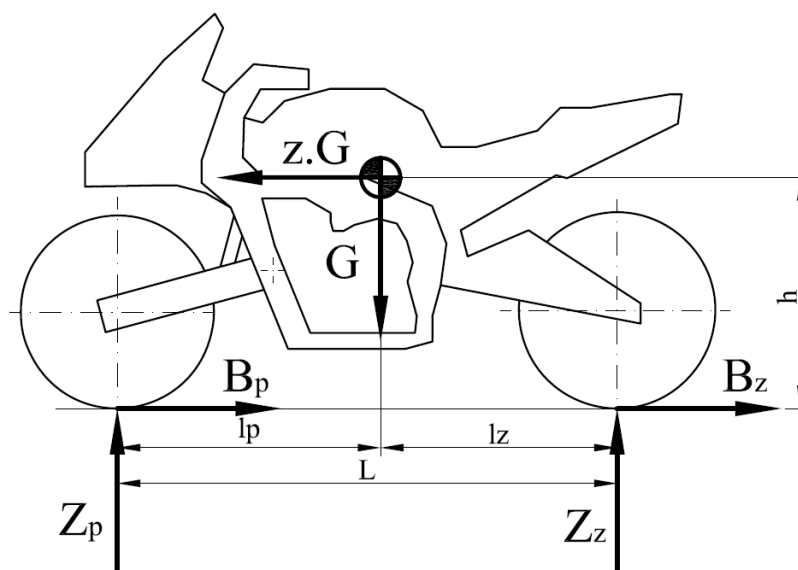
V ideálním případě dle rov. 3.3 a rov. 3.2 pak tedy platí:

$$a_{\max} = z_{\max} \cdot g = \mu_v \cdot g = g \quad (3.4)$$

kde $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení.

Maximální brzdná síla je tedy dána vztahem:

$$B = m \cdot a_{\max} = G \cdot \frac{a_{\max}}{g} = G \cdot z \quad (3.5)$$



Obr. 3.4 Znázornění působících sil

Součet brzdných sil se z podmínky rovnováhy dle obr. 3.4 rovná setrvačné síle motocyklu:

$$B = B_p + B_z = G \cdot z \quad (3.6)$$

Při brzdění motocyklu je přední kolo přitlačováno a zadní naopak odlehčováno. Toto odlehčení nebo přitlačení z momentových podmínek (obr. 3.4) závisí na velikosti zrychlení, výšce těžiště a rozvoru motocyklu.

$$Z_p \cdot L - G \cdot l_z - z \cdot G \cdot h = 0 \quad (3.7)$$

$$Z_z \cdot L - G \cdot l_p + z \cdot G \cdot h = 0 \quad (3.8)$$

Vyjádřením zatížení na jednotlivá kola dostaneme:

$$Z_p = G \left(\frac{l_z}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right) \quad (3.9)$$

$$Z_z = G \left(\frac{l_p}{L} - z \cdot \frac{h}{L} \right) \quad (3.10)$$

Pro výpočet bude dále uvažován extrémní případ, kdy bude brzděno pouze přední kolo motocyklu. Maximální obvodové síly (i brzděné) jsou omezeny přilnavostí třecí dvojice pneumatika – vozovka.

$$B_p = \varphi_{\text{pod}} \cdot Z_p \quad (3.11)$$

$$G \cdot z \leq \varphi_{\text{pod}} \cdot Z_p \quad (3.12)$$

Dle tohoto silového rozboru (rov. 3.9) je možno určit zatížení předního kola. Jako hmotnost motocyklu a jezdce bude uvažována $m = 410$ [kg]. Je to extrémní případ, který odpovídá hmotnosti motocyklu s předpokládaným maximálním užitečným zatížením 180 [kg]. Rozměry vycházejí z konstrukčního návrhu (obr. 2.2) a polohy těžiště (obr. 3.2).

Maximální síla od tíhy motocyklu:

$$G = m \cdot g = 410 \cdot 9,81 = 4022,1 [\text{N}] \quad (3.13)$$

Při uvažování působení brzděné síly pouze na předním kole bude zatížení tohoto kola:

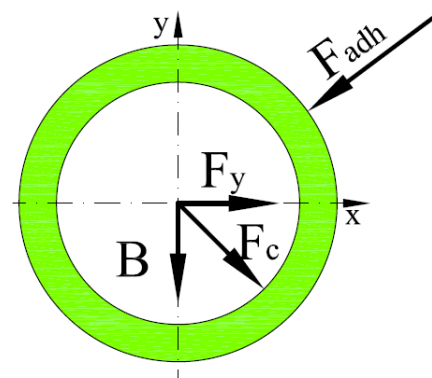
$$Z_p = G \left(\frac{l_z}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right) = 4022,1 \cdot \left(\frac{717}{1480} + 0,9 \cdot \frac{696}{1480} \right) = 3650,9 [\text{N}] \quad (3.14)$$

kde $z = \varphi_{\text{pod}} = 0,9 [-]$ je hodnota na mezi adheze v podélném směru pro betonový povrch dle tab. 3.1

Pro maximální podélnou sílu pak platí:

$$B_{\text{pad}} = \varphi_{\text{pod}} \cdot Z_p = 0,9 \cdot 3650,9 = 3285,8 [\text{N}] \quad (3.15)$$

Příčnou sílu je možno odečíst z Kammovy adhezní kružnice [6]. Tato kružnice ohraničuje oblast stability kola motocyklu od síly v podélném směru a boční síly ve stopě pneumatiky (například při průjezdu zatáčkou). Geometrický součet těchto sil nesmí překročit danou hodnotu, která je závislá na přilnavosti pneumatiky. Tato přilnavost je v příčném směru o něco menší. Pro výpočet bude uvažována příčná adheze $\varphi_{\text{pr}} = 0,6 [-]$.



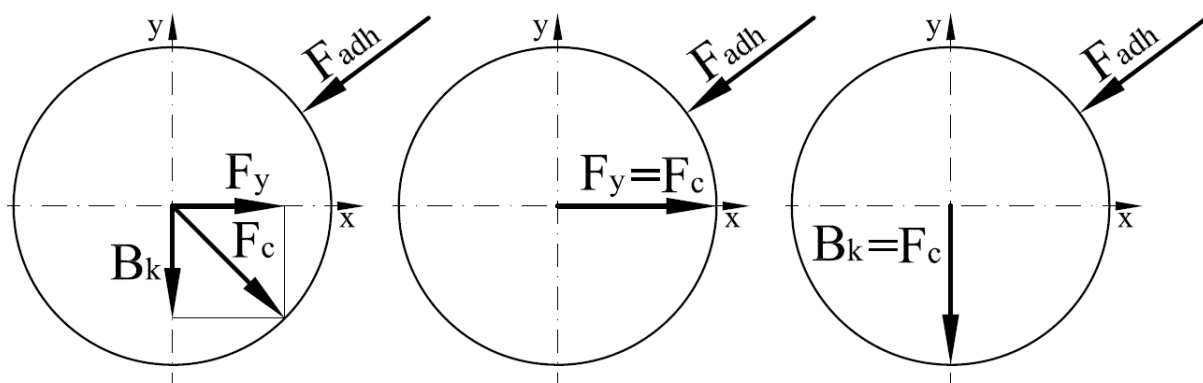
Obr.3.5 Kammova adhezní kružnice

Maximální hodnota adheze je vyjádřena vzorcem:

$$F_{adh} \geq F_c = \sqrt{B^2 + F_y^2} \quad (3.16)$$

$$F_{adh} = \varphi \cdot Z = \sqrt{\varphi_{pod}^2 + \varphi_{pr}^2} \cdot Z \quad (3.17)$$

Při provozu mohou nastat tři extrémní situace kdy by mohlo dojít ke ztrátě adheze.



Obr. 3.6 a) Brzdění v zatáčce, b) jízda v zatáčce bez brzdění, c) brzdění v přímém směru

Z obr.3.6 b) je možno stanovit maximální přístupnou příčnou sílu mezní stability:

$$F_{adh} = F_c = F_y \quad (3.18)$$

Pak tedy platí:

$$F_y = \varphi_{pr} \cdot Z_p = 0,6 \cdot 3650,9 = 2190,5 [\text{N}] \quad (3.19)$$

kde $\varphi_{pr} = 0,6 [-]$ je součinitel adheze v příčném směru dle [9]

Maximální brzdná síla na mezi adheze předního kola je $B_{pad} = 3285,8 [\text{N}]$.

3.4 Síla od překážky na vozovce

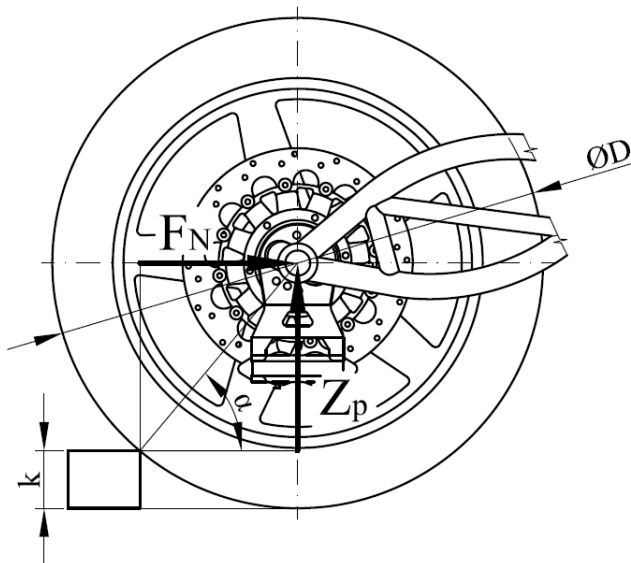
Na velikosti síly, která vzniká při přejezdu přes překážku má největší vliv svislé zatížení motocyklu, tedy hmotnost samotného motocyklu a hmotnost jezdce. Pro výpočet je třeba uvažovat zjednodušující podmínky:

- při přejezdu přes překážku nedochází ke zpomalení motocyklu $\rightarrow a = \text{konst.}$
- svislá reakce Z_p je při pohybu i klidu stejná $\rightarrow Z_p = \text{konst.}$
- tlumič vlivem nárazu zachytí veškerou sílu, tedy vykoná pohyb přímočarý vratný

Z poměru délek l_p a l_z je třeba rozložit tíhovou sílu na zatížení jednotlivých kol Z_p a Z_z :

$$Z_p = G \cdot \frac{l_z}{L} = 4022,1 \cdot \frac{717}{1480} = 1948,5 [\text{N}] \quad (3.20)$$

Velikost síly, která vznikne při najetí předního kola na překážku je velmi obtížné určit. Pro přesné hodnoty by bylo třeba provést měření. Výpočet byl proto zjednodušen. Působení reakce Z_p bude uvažováno do středu kola, a ta bude také uvažována jako svislá složka nárazové síly F_N . Dle obr. 3.7 je pak možné určit vodorovnou složku nárazové síly F_N .



Obr. 3.7 Rozklad sil při najetí na překážku

Výška nerovnosti je uvažována 80 [mm], to odpovídá výšce obrubníku, či výmolům v silnici.

$$\alpha = \arcsin \frac{\frac{D}{2} - k}{\frac{D}{2}} = \arcsin \frac{\frac{600}{2} - 80}{\frac{600}{2}} = 47,17 [^\circ] \quad (3.21)$$

Vodorovná složka nárazové síly je pak:

$$F_N = \frac{Z_p}{\tan \alpha} = \frac{1948,5}{\tan 47,17} = 1806,5 [\text{N}] \quad (3.22)$$

Maximální síla, která působí na rám při přejetí překážky je $F_N = 1806,5 [\text{N}]$.

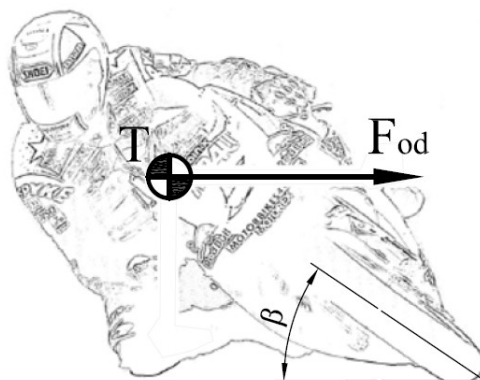
3.5 Odstředivá síla

Při průjezdu motocyklu zatáčkou na něj působí odstředivá síla, která je závislá na okamžité rychlosti, hmotnosti a poloměru zatáčky. Hodnoty rychlosti a poloměru zatáčky vycházejí

z uvažování průjezdu zatáčkou Masarykova okruhu [19] o nejmenším poloměru, kdy je odstředivá síla největší. Pro výpočet je třeba uvažovat zjednodušující podmínky (obr. 3.8):

- motocykl se v zatáčce pohybuje konstantní rychlostí $\rightarrow v = \text{konst.}$
- maximální úhel naklonění motocyklu v zatáčce je $\beta = 40^\circ$
- těžiště jezdce je po celou dobu průjezdu zatáčkou v ose motocyklu

Úhel $\beta = 40^\circ$ je extrémní úhel kdy se stupáčka motocyklu opře o silnici a větší náklon by znamenal pád.



Obr. 3.8 Působení odstředivé síly

$$F_{od} = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{410 \cdot 26,38^2}{50} = 5710,3 \text{ N} \quad (3.23)$$

kde $v = 95 \text{ [km/hod]}$ tj. $26,38 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}]$ je konstantní rychlost při průjezdu zatáčkou
 $R = 50 \text{ [m]}$ je uvažovaný poloměr zatáčky.

Maximální síla, která působí na rám při průjezdu zatáčkou je $F_{od} = 5710,3 \text{ [N]}$.

3.6 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Reakce vozovky je stejně velká jako zatížení kola, tzn. vzniká silová dvojice neboli moment. Tento moment vyvolá vodorovnou reakci O_{fk} , která působí ve středu kola proti jeho pohybu. Největší valivý odpor je při brzdění, kdy je přední kolo motocyklu nejvíce zatíženo. Platí tedy:

$$O_{fk} = Z_p \cdot f_k \quad (3.24)$$

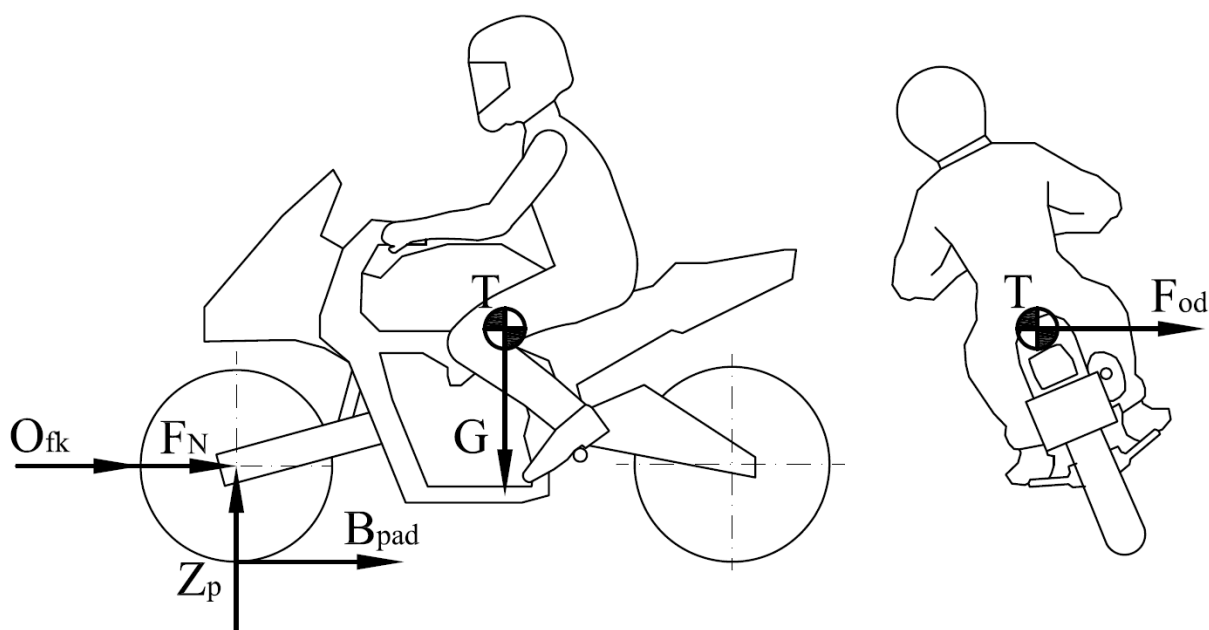
Podle tab. 3.2 bude pro výpočet uvažován součinitel valivého odporu $f_k = 0,025 \text{ [-]}$, což odpovídá styku pneumatiky s betonovým povrchem.

Tab. 3.2 Součinitel valivého odporu [5]

Povrch	f_k [-]	Povrch	f_k [-]
asfalt	0,01 - 0,02	polní cesta - mokrá	0,08 - 0,20
beton	0,015 - 0,025	travnatý terén	0,08 - 0,15
dlažba	0,02 - 0,03	čerstvý sníh	0,20 - 0,40
makadam	0,03 - 0,04	bahnitá půda	0,20 - 0,40
polní cesta - suchá	0,04 - 0,015	náledí	0,01 - 0,025

3.7 Působící síly

Dynamické síly, které při provozu vznikají, např. při přejezdu přes nerovnost na vozovce nebo sjetím z obrubníku, jsou při výpočtu nahrazeny statickým zatížením s maximální přípustnou hmotností motocyklu. Kontrolní výpočty zatížení vidlice budou provedeny pro různé kombinace působení sil v následující kapitole. Na obrázku 3.9 jsou zobrazeny uvažované síly působící na rám motocyklu a tedy i vidlici.



Obr. 3.9 Síly působící na motocykl

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VIDLICE

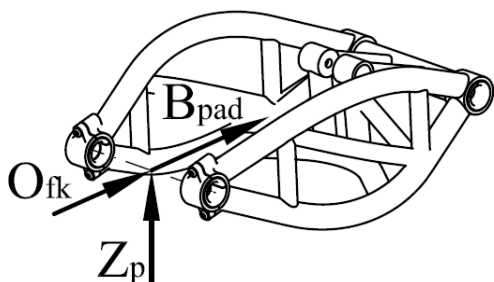
Při výpočtu průběhů namáhání bude uvažován mezní stav tlumiče, kdy dojde k dorazu, a tedy všechny síly, které budou působit od kyvné vidlice, se přenesou do rámu. Kvůli poměrně složité konstrukci kyvné vidlice, bude výpočet proveden pomocí metody konečných prvků. Model kyvné vidlice byl vytvořen v programu Autodesk Inventor a následně převeden do výpočtového programu Ansys Workbench. Zde byly provedeny výpočty a pomocí aplikace optimalizace tvaru byla upravována konstrukce a průřez profilů s ohledem na co nejnížší hmotnost a zároveň co největší tuhost vidlice jako celku. Vidlice je tvořena z hlavních nosných bezešvých trubek $\phi 36 \times 2,5$ a výztužných trubek $\phi 25 \times 2$ z materiálu 11 353.1 s mezí kluzu $R_e = 216$ [MPa] [1].

Pro simulaci výpočtu je uvažováno zatížení od sil pomocí vazby nahrazující zatížení ložisky. Uchycení vidlice v rámu je simulováno vazbou uložení v ložiscích a působení dorazu tlumiče pomocí pevné vazby. Z konstrukčního návrhu tlumiče je uvažován úhel skonu vidlice při dorazu 2° od vodorovné polohy, kdy je dosaženo maximálního zdvihu tlumiče. Dle souřadného systému vidlice jsou tyto síly zavedeny jako složky sil v jednotlivých směrech.

Provozní zatížení vidlice bude reprezentováno třemi variantami působení sil.

4.1 První varianta působení sil

Při této variantě výpočtu bude uvažováno, že na vidlici působí tíhová síla od hmotnosti motocyklu s jezdce při brzdění pouze přední brzdou (Z_p), síla od brzdění na mezi adheze přenesená do středu otáčení kola (B_{pad}) a valivý odpor, který vzniká při jízdě proti směru pohybu motocyklu (O_{fk}). Působení takto zavedených sil je zobrazeno na obr. 4.1. V tabulce 4.1 jsou velikosti působících sil. Pro výpočet bezpečnosti je uvažována minimální dovolená bezpečnost $k_{DOV} = 1,5$ [-].



Obr. 4.1 Působení sil - první varianta

Tab. 4.1 Velikosti působících sil

Působící síly		
Z_p [N]	B_{pad} [N]	O_{fk} [N]
3650,9	3287,9	91,3

B: Varianta 1

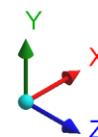
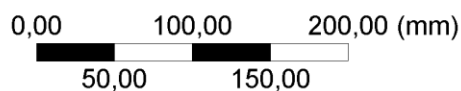
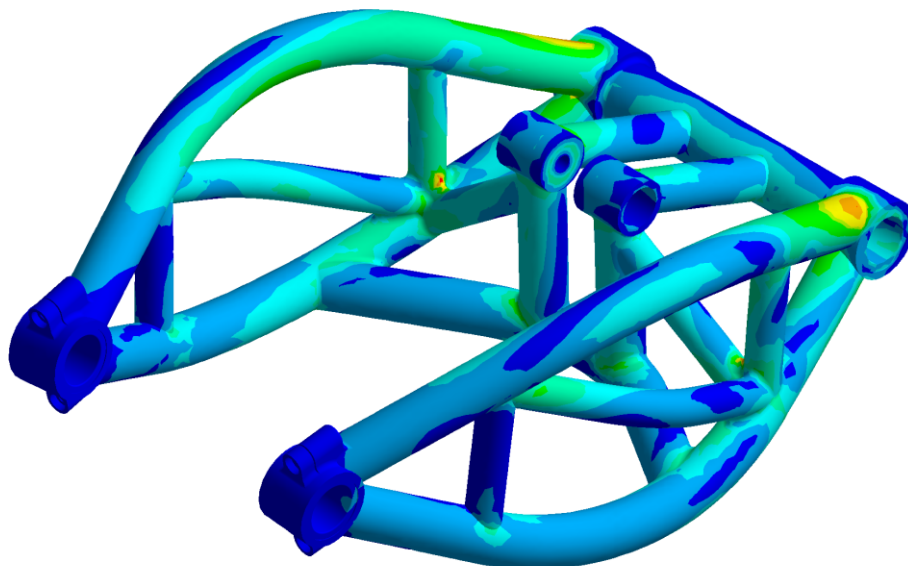
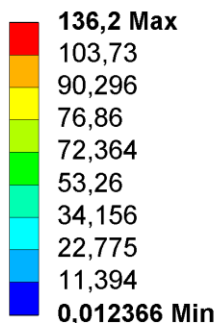
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

7.4.2011 12:23

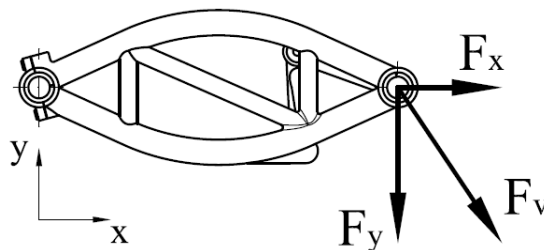


Obr. 4.2 Ekvivalentní napětí ve vidlici (první varianta) určené pomocí MKP

Při tomto výpočtu byly také zjištěny velikosti reakčních sil v místě uložení vidlice v rámu motocyklu (obr. 4.3). Velikost reakcí je uvedena v tab. 4.2. Velikosti těchto sil, jsou v absolutních hodnotách a reakce R_v je výsledná reakce ze směru x a y.

Tab. 4.2 Velikost reakcí

Vzniklé reakce			
R_{x1} [N]	R_{y1} [N]	R_{v1} [N]	R_{z1} [N]
1049,3	1997,6	2256,5	3,7



Obr. 4.3 Reakce v místě uložení v rámu motocyklu

Výsledná bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma} = \frac{216}{136,2} = 1,59[-]$$

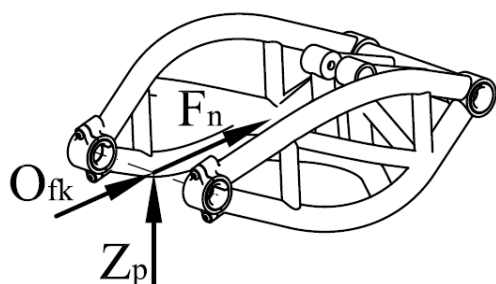
(4.1)

$$k_{DOV} < k_s$$

Bezpečnost určená pomocí MKP je vyšší než dovolená → vidlice **vyhovuje**.

4.2 Druhá varianta působení sil

Při této variantě výpočtu bude uvažováno, že na vidlici působí tíhová síla od hmotnosti motocyklu s jezdcem, síla od přejezdu překážky (F_N) a valivý odpor, který vzniká při jízdě proti směru pohybu motocyklu (O_{fk}). Působení takto zavedených sil je zobrazeno na obr. 4.4. V tabulce 4.3 jsou velikosti působících sil. Pro výpočet bezpečnosti je uvažována minimální dovolená bezpečnost $k_{DOV} = 1,5$ [-].



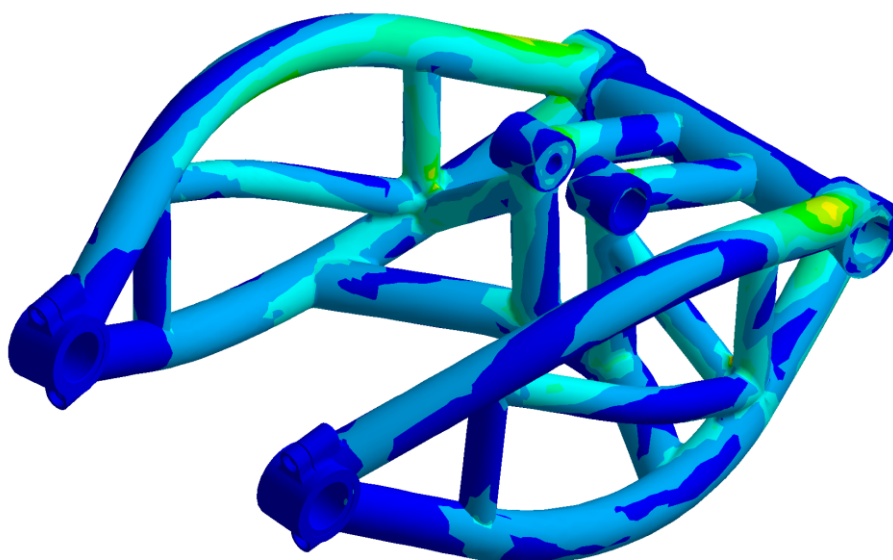
Tab. 4.3 Velikost působících sil

Působící síly		
Z_p [N]	F_N [N]	O_{fk} [N]
1948,6	1806,5	48,8

Obr. 4.4 Působení sil - druhá varianta

C: Varianta 2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 7.4.2011 12:27

72,149 Max
 64,133
 56,117
 48,102
 40,086
 32,07
 24,055
 16,039
 8,0234
 0,0076823 Min



0,00 100,00 200,00 (mm)
 50,00 150,00

Obr. 4.5 Ekvivalentní napětí ve vidlici (druhá varianta) určené pomocí MKP

Velikost reakcí v místě uložení vidlice v rámu motocyklu je uvedena v tab. 4.4.

Tab. 4.4 Velikost reakcí

Vzniklé reakce			
R_{x2} [N]	R_{y2} [N]	R_{z2} [N]	R_{z2} [N]
226	1253	1273,2	2,1

Výsledná bezpečnost:

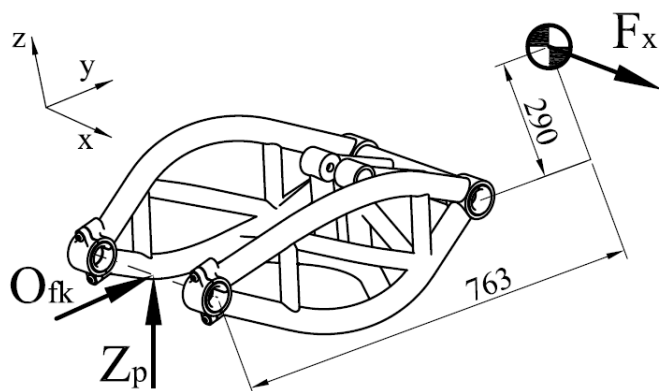
$$k_s = \frac{Re}{\sigma} = \frac{216}{72,2} = 2,99[-] \quad (4.2)$$

$$k_{DOV} < k_s$$

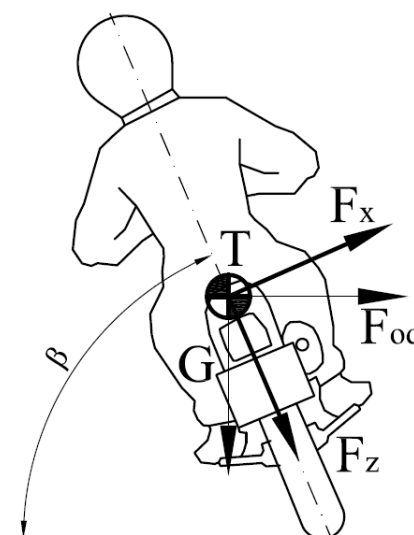
Bezpečnost určená pomocí MKP je vyšší než dovolená → vidlice **vyhovuje**.

4.3 Třetí varianta působení sil

Při této variantě výpočtu bude uvažováno, že na vidlici působí tíhová síla od hmotnosti motocyklu s jezdcem, síla od průjezdu zatáčkou (F_N) a valivý odpor, který vzniká při jízdě proti směru pohybu motocyklu (O_{fk}). Průjezd zatáčkou je uvažován jako pohyb rovnoměrný, proto zde nebude uvažováno působení brzdné síly ani síly od zrychlení. Takto zavedené síly jsou zobrazeny na obr. 4.6. Jejich působení je třeba rozložit do dvou rovin (obr. 4.7). V tabulce 4.2 jsou velikosti působících sil. Pro výpočet bezpečnosti je uvažována minimální dovolená bezpečnost $k_{DOV} = 1,5 [-]$.



Obr. 4.6 Působení sil - třetí varianta



Obr. 4.7 Rozklad sil do rovin motocyklu

Rozklad sil do rovin motocyklu:

$$F_z = G \cdot \sin \beta + F_{od} \cdot \cos \beta = 4022,1 \cdot \sin 40 + 5710,3 \cdot \cos 40 = 6959,7 [\text{N}] \quad (4.3)$$

$$F_x = F_{od} \cdot \sin \beta - G \cdot \cos \beta = 5710,3 \cdot \sin 40 - 4022,1 \cdot \cos 40 = 589,4 [\text{N}] \quad (4.4)$$

Tyto síly působí v těžišti motocyklu. Síla F_x bude pro výpočet uvažována jako osamocená síla v místě těžiště. Tímto bude simulováno krutové namáhání při průjezdu zatáčkou. Z poměru délek je možno ze síly F_z určit sílu působící na přední kolo (viz. rovnice 3.18).

$$Z_p = G \cdot \frac{l_z}{L} = 6959,7 \cdot \frac{717}{1480} = 3371,7 [\text{N}] \quad (4.5)$$

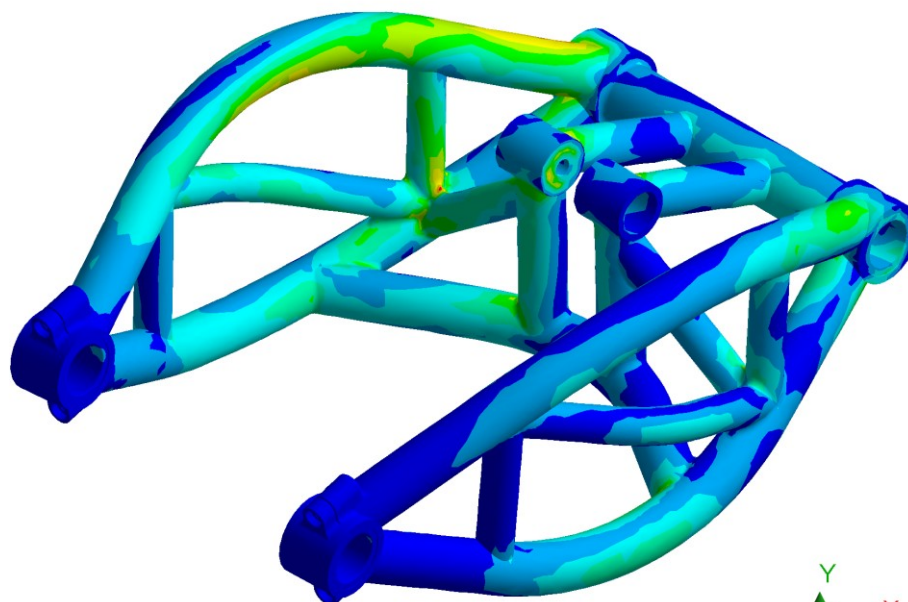
Tab. 4.5 Velikost působících sil

Působící síly		
Z_p [N]	F_x [N]	O_{fk} [N]
3371,7	589,4	84,3

ANSYS

D: Varianta 3
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 7.4.2011 12:35

109,44 Max
 97,278
 85,119
 72,961
 60,803
 48,645
 36,486
 24,328
 12,17
 0,011344 Min



0,00 100,00 200,00 (mm)
 50,00 150,00

Obr. 4.8 Ekvivalentní napětí ve vidlici (třetí varianta) určené pomocí MKP

Velikost reakcí v místě uložení vidlice v rámu motocyklu je uvedena v tab. 4.6.

Tab. 4.6 Velikost reakcí

Vzniklé reakce			
R_{x3} [N]	R_{y3} [N]	R_{v3} [N]	R_{z3} [N]
1213,4	985,3	1563,1	624,7

Při tomto výpočtu byla také zjištěna osová síla, která působí v přední ose a zároveň bude uvažována jako axiální namáhání valivých ložisek předního kola (viz. kap. 6.2).

$$F_{zMKP} = F_x = 1928,3[\text{N}] \quad (4.6)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma} = \frac{216}{109,5} = 1,97[-] \quad (4.7)$$

$$k_{DOV} < k_s$$

Bezpečnost určená pomocí MKP je vyšší než dovolená → vidlice **vyhovuje**.

5 VÝPOČET OSY PŘEDNÍHO KOLA

Součástí přední osy je rejdový čep, kolem kterého se natáčí přední kolo. Tento rejdový čep rovněž zachycuje brzdny moment. Přední osa je tedy při provozu namáhána krouticím momentem od brzdny síly a zároveň ohybovým momentem vzniklým zatížením motocyklu, brzdou silou a valivým odporem (obr. 5.1). Přední osa je ve vidlici uložena v kluzných ložiskách z důvodu zachycení brzdnyho momentu pomocí pák. Ty jsou na osu přichyceny přes jemné drážkování.

Jelikož je na ose rejdový čep, je obtížné zjistit průběh namáhání z důvodů složitého průřezu. Proto byla pevnostní kontrola provedena metodou konečných prvků. Materiál osy je volen (s ohledem na vysoké krutové namáhání) slitinová ocel 15 230.7 vhodná pro velmi namáhané strojní součásti jako např. hnací nápravy motorových vozidel s mezí kluzu $R_e = 835$ [MPa] [1]. Pro výpočet bezpečnosti je uvažována minimální dovolená bezpečnost $k_{DOV} = 1,5$ [-]. Návrh průměru osy je odvozen z podmínky pro krutové namáhání, které zde převládá:

$$\tau \leq \tau_D$$

$$\frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D \quad (5.1)$$

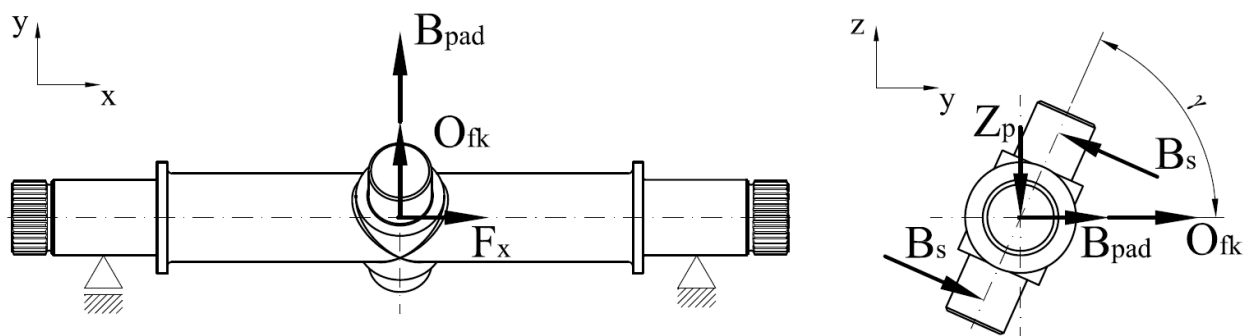
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot B_{pad} \cdot r}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3285,8 \cdot 300}{\pi \cdot 321,2}} = 25,0 [\text{mm}] \quad (5.2)$$

kde $\tau_D = 321,2$ [MPa] je dovolené napětí v krutu určené výpočtem dle vztahu [11]:

$$\tau_D = \frac{\tau_{kt}}{k_e} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k_e} = \frac{0,577 \cdot 835}{1,5} = 321,2 [\text{MPa}] \quad (5.3)$$

kde $k_e = 1,5$ [-] je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu. Voleno dle [11]

Schéma zatížení osy je na obrázku 5.1, velikosti působících sil jsou uvedeny v tabulce 5.1. Při výpočtu je uvažováno, že drážkování zachytí brzdny moment, a proto plochy drážek simulují pevnou vazbu. Krutové namáhání je simulováno zatížením od ložiska (viz. kap. 6.1 obr. 6.2). Síla od zatížení motocyklu při brzdění pouze přední brzdou, brzdna síla, valivý odpor a síla od průjezdu zatáčkou jsou simulovány složkami sil do jednotlivých směrů na rejdovém čepu.



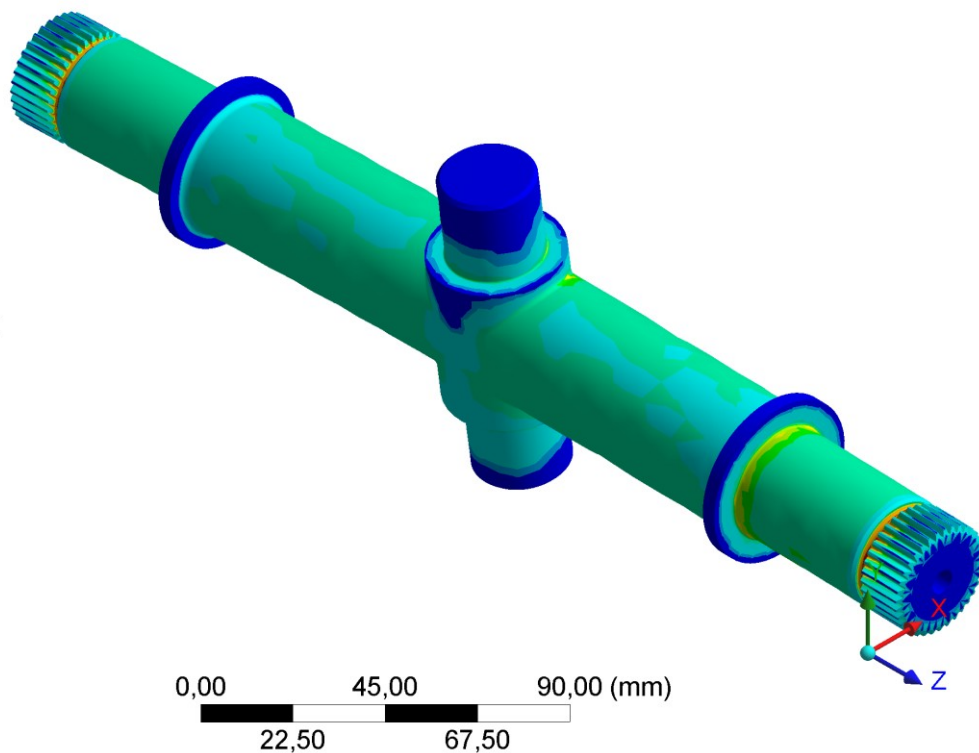
Obr. 5.1 Síly namáhající přední osu

Tab. 5.1 Velikost působících sil

Působící síly				
Z_p [N]	B_{pad} [N]	O_{fk} [N]	F_x [N]	B_s [N]
3650,9	3287,9	91,3	1928,3	16428,9

F: Přední osa
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 8.4.2011 10:12

460,88 Max
 394,11
 266,13
 221,41
 196,13
 167,9
 98,042
 40,231
 30,184
 0,87772 Min



Obr. 5.2 Ekvivalentní napětí v přední ose určené pomocí MKP

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí je $\sigma = 460,9$ [MPa]. Maximální napětí je v přechodu válcové části a jemného drážkování. V tomto místě je vytvořen zápich pro jednodušší výrobu drážkování. Je to tedy kritické místo, protože se zde nachází vrub [12].

Výsledná bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{835}{460,9} = 1,81[-] \quad (5.4)$$

$$k_{DOV} < k_s$$

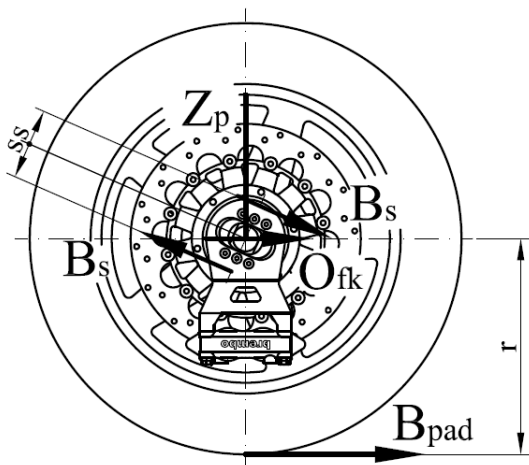
Bezpečnost určená pomocí MKP je vyšší než dovolená → přední osa **vyhovuje**.

6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

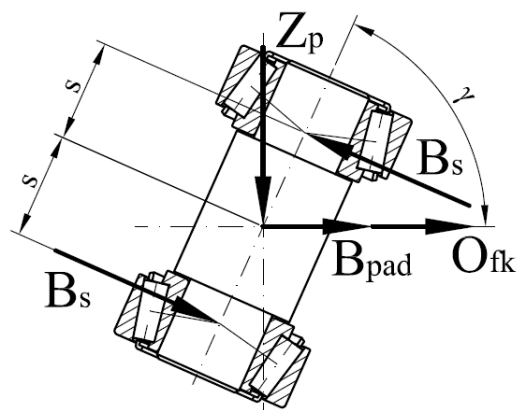
V této části práce budou navrženy a pevnostně zkontrolovány ložiska rejdového čepu přední osy a ložiska předního kola.

6.1 Výpočet ložisek rejdového čepu

Působení největších sil je při brzdění motocyklu. Toto brzdění vyvolá brzdný moment, který vzniká od brzdné síly mezi pneumatikou a vozovkou. Tento brzdý moment je zachycen rejdovým čepem, který je součástí přední osy. Vyvolaná síla způsobuje klopný moment, který způsobuje radiální zatížení ložiska. Silové poměry při brzdění jsou znázorněny na obr. 6.1. Dále na ložiska působí zatížení od hmotnosti motocyklu s jezdcem, přenesená brzdna síla, které působí ve středu otáčení kola, obdobně jako valivý odpor, který vzniká proti pohybu motocyklu. Při výpočtu nebude uvažována osová síla, která působí v přední ose při průjezdu zatáčkou s ohledem na její velikost v porovnání se silou brzdnou. Vzdálenost $s = 30$ [mm] mezi středem otáčením kola a ložiskem vychází z předběžné volby kuželíkových ložisek SKF 33205/Q (viz. tab. 6.2).



Obr. 6.1 Síly působící na brzděné kolo



Obr. 6.2 Působení sil na rejdový čep

Z momentové rovnováhy lze určit brzdnu sílu B_s , která působí na rejdový čep:

$$B_s \cdot 2 \cdot s = B_{pad} \cdot r \quad (6.1)$$

a odtud

$$B_s = \frac{B_{pad} \cdot r}{2 \cdot s} = \frac{3285,8 \cdot 300}{60} = 16428,9 [\text{N}] \quad (6.2)$$

Tato síla působí jako reakce proti brzdě síle. Při uvažování namáhání rejdového čepu je však její směr opačný (obr. 6.2).

Valivý odpor, který vzniká při brzdění se určí ze zatížení kola a součinitele valení viz. kap. 3.6:

$$O_{fk} = Z_p \cdot f_k = 3650,9 \cdot 0,025 = 91,3 [\text{N}] \quad (6.3)$$

Dle obr. 6.2 lze čep zjednodušit jako nosník o dvou podporách a ze zavedených sil určit reakce.

Výpočet reakcí:

$$\begin{aligned} \sum M &= 0; R_{Ay} \cdot 2 \cdot s - B_s \cdot 2 \cdot s - Z_p \cdot \cos \gamma \cdot s - B_{pad} \cdot \sin \gamma \cdot s - O_{fk} \cdot \sin \gamma \cdot s = 0 \\ \Rightarrow R_{Ay} &= R_{By} = B_s + \frac{Z_p \cdot \cos \gamma + B_{pad} \cdot \sin \gamma + O_{fk} \cdot \sin \gamma}{2} = \\ 16428,9 + \frac{3650,9 \cdot \cos 69 + 3285,8 \cdot \sin 69 + 91,3 \cdot \sin 69}{2} &= 18713,9 [\text{N}] \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$\begin{aligned} \sum F &= 0; R_{Ax} - Z_p \cdot \sin \gamma + B_{pad} \cdot \cos \gamma + O_{fk} \cdot \cos \gamma \\ R_{Ax} &= Z_p \cdot \sin \gamma - B_{pad} \cdot \cos \gamma - O_{fk} \cdot \cos \gamma = \\ 3650,9 \cdot \sin 69 - 3286,8 \cdot \cos 69 - 91,3 \cdot \cos 69 &= 1961,3 [\text{N}] \end{aligned} \quad (6.5)$$

Nejvíce je namáháno spodní ložisko rejdového čepu, na které působí kromě radiální také axiální síla. Pro další výpočet, bude uvažováno, že tato ložiska jsou namáhána pouze staticky, neboť slouží pouze pro natáčení kola. Působení dynamickým sil je zohledněno maximální brzdou silou na mezi adheze a maximální přípustné hmotnosti motocyklu.

Tab. 6.1 Výpočtové součinitele

Ložisko SKF 33205/Q			
C [kN]	C ₀ [kN]	Y ₀ [-]	e [-]
47,3	56	0,9	0,35

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 18713,9 + 0,9 \cdot 1961,3 = 11122,1 [\text{N}] \quad (6.6)$$

kde 0,5 [-] je koeficient zatížení pro jednořadá kuželíková ložiska dle [17]

Dle SKF pro kuželíková ložiska platí jestliže $P_0 < F_r$ pak $P_0 = F_r$.

Statická bezpečnost ložiska SKF 33205/Q:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{56000}{18713,9} = 2,98 [-] \quad (6.7)$$

Statická bezpečnost ložiska je 2,98 [-] a je možno konstatovat, že ložisko **vyhovuje**. Při výpočtu je totiž uvažováno špičkové namáhání a s ohledem na rozměry uložení předního kola je toto vyhovující.

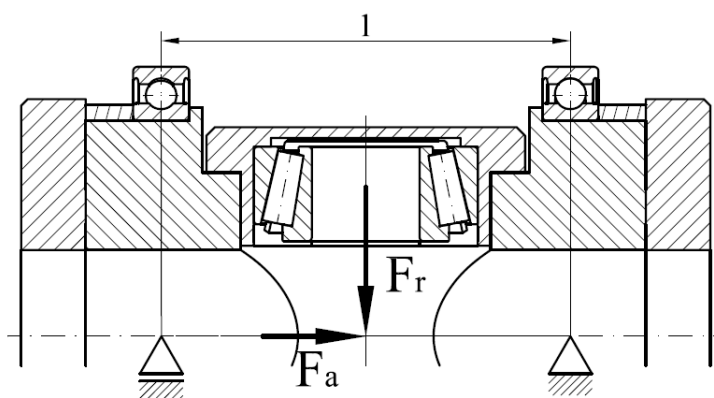
6.2 Výpočet ložisek předního kola

Pro výpočet bude uvažováno působení svislého zatížení při brzdění, kdy jsou ložiska nejvíce namáhána. Dále vodorovnou složkou brzděné síly, přenesenou do osy otáčení kola, valivý odpor (viz. obr. 6.2) a kvůli vzniklé osově síly při průjezdu zatáčkou také tuto axiální sílu. Největší radiální zatížení ložisek je pak možno určit:

$$F_r = \sqrt{(Z_p + B_{pad})^2 + O_{fk}^2} = \sqrt{(3650,9 + 3285,8)^2 + 91,3^2} = 6937,3 \text{ [N]} \quad (6.8)$$

Maximální axiální síla působící na ložiska vychází z kap. 4.3 rovnice 4.6:

$$F_a = F_x = 1928,3 \text{ [N]} \quad (6.9)$$



Obr. 6.3 Schéma zatížení ložisek předního kola

Dle obr. 6.3 je zřejmé, že každé z ložisek bude zatíženo polovinou radiální síly a v závislosti na směru zatáčky bude ložisko na vnitřní straně zatáčky zatíženo axiální silou. Ovšem tato axiální síla nebude působit zároveň s maximální brzdovou silou (viz. kap. 3.3). Proto bude pro výpočet uvažováno působení pouze poloviny této síly. S ohledem na rozměry náboje předního kola jsou voleny ložiska SKF 61820-2RZ (viz. tab. 6.2).

Tab. 6.2 Výpočtové součinitele

Ložisko SKF 61820-2RZ			
C [kN]	C ₀ [kN]	f ₀ [-]	n _{mez} [min ⁻¹]
19,9	24	0,9	5300

Dle [17] je třeba určit poměr:

$$m = f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 17 \cdot \frac{964,2}{24000} = 0,68[-] \quad (6.10)$$

Z tohoto poměru je možno určit koeficienty zatížení dle [17]:

$$\begin{aligned} e &= 0,26[-] \\ X &= 0,56[-] \\ Y &= 1,45[-] \end{aligned} \quad (6.11)$$

Poměr sil:

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{964,2}{3468,6} = 0,28 > e \quad (6.12)$$

Dle SKF pro kuličková ložiska s normální vůlí platí, jestliže $\frac{F_a}{F_{rA}} > e$ pak $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$.

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 3468,6 + 1,45 \cdot 964,2 = 3340,5[\text{N}] \quad (6.13)$$

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{24000}{3340,5} \right)^3 = 370 [\text{mil.ot.}] \quad (6.14)$$

Pro extrémní brzdění bude uvažovaná rychlost, ze které dochází k brzdění $v = 130 [\text{km/hod}]$. Tímto je zohledněno brzdění na dálnici s povolenou rychlostí právě $130 [\text{km/hod}]$.

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1149,5} \cdot 370 = 5355 [\text{hod}] \quad (6.15)$$

kde $n = 1149,5 [\text{min}^{-1}]$ jsou otáčky předního kola při rychlosti $v = 130 [\text{km/hod}]$ a průměru kola $D = 600 [\text{mm}]$.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{130}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,6} \cdot 60 = 1149,5 [\text{min}^{-1}] \quad (6.16)$$

Je uvažováno, že při daném zatížení a při rychlosti $v = 130 [\text{km/hod}]$ by ložiska vydržela:

$$L_{10km} = L_{10h} \cdot v = 5355 \cdot 130 = 696229 [\text{km}] \quad (6.17)$$

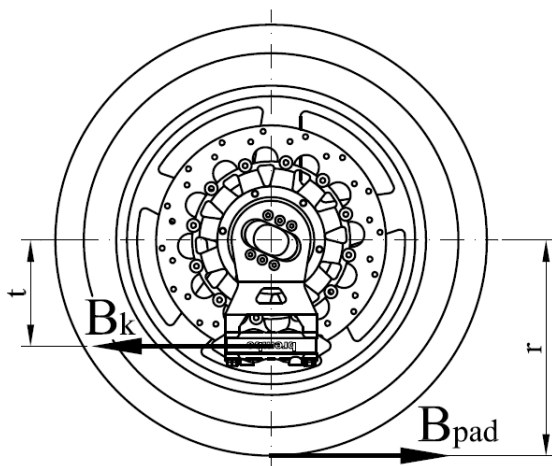
Ložiska, při daném zatížení, vydrží $696229 [\text{km}]$, což představuje ujetí více kilometrů než je životnost motoru motocyklu. Ložiska tedy **vyhovují**.

7 VÝPOČET PŘIPOJENÍ KOTOUČOVÉ BRZDY

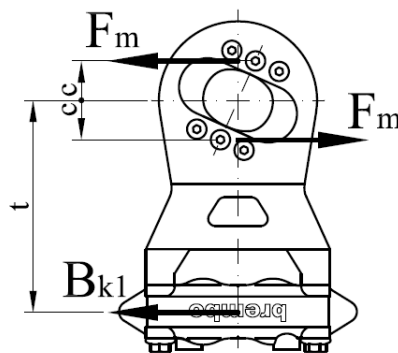
Pro brzdění motocyklu jsou použity dva čtyřpístkové monoblokové radiální brzdíče Brembo XA5.P4.10/11 [25]. Tyto brzdíče jsou dodávány spolu se 320 [mm] brzdovými kotouči a jsou použity u většiny sportovních motocyklů. Jimi vyvinutá brzdná síla je mnohem vyšší, než je možné přenést jako adhezi mezi vozovkou a pneumatikou. Proto pro další výpočet bude uvažována maximální brzdná síla na mezi adheze.

7.1 Výpočet šroubu držáku brzdíče

Brzdíče jsou k držáku uchyceny pomocí 2 šroubů M10-12.9 dodávaných spolu s brzdíčem a dle výrobce je předepsaná minimální délka šroubu v držáku a jejich utahovací moment. Z konstrukčního návrhu byl navržen držák, který tuto podmínku splňuje. Tento držák je uchycen ke středu kola, kde se vzniklá brzdná síla zachytí pomocí šroubů.



Obr. 7.1 Brzdná síla na brzdíči



Obr. 7.2 Síly na držáku

Brzdnou sílu na brzdíčích je možno určit z momentové rovnováhy (obr. 7.1).

$$B_k \cdot t = B_{pad} \cdot r \quad (7.1)$$

a odtud

$$B_k = \frac{B_{pad} \cdot r}{t} = \frac{3285,8 \cdot 300}{148} = 6660,4 [\text{N}] \quad (7.2)$$

kde $t = 148$ [mm] je střední třecí poloměr brzdíče

Vzhledem k použití dvou brzdíčů budou šrouby namáhány poloviční silou $B_{k1} = 3330,2$ [N].

Dle obr.7.2 je možno z momentové rovnováhy pro střed otáčení kola určit sílu F_m , kterou musí šrouby přenést:

$$\sum M_0 = 0; B_{kl} \cdot t - 2 \cdot F_m \cdot c = 0$$

$$F_m = \frac{B_{kl} \cdot t}{2 \cdot c} = \frac{3330,2 \cdot 148}{2 \cdot 27,5} = 8961,2 [\text{N}] \quad (7.3)$$

kde $c = 27,5 [\text{mm}]$ vyplývá z konstrukce držáku

Tuto sílu je nutno přenést pomocí osové síly ve šroubu - třením mezi držákem a hlavou šroubu. A platí tedy:

$$k \cdot F_m < F_{on} \cdot f \Rightarrow F_{on} = \frac{F_m \cdot k}{f} = \frac{8961,2 \cdot 1,8}{0,2} = 80651 [\text{N}] \quad (7.4)$$

kde $k = 1,8 [-]$ je volena bezpečnost proti proklouznutí spoje

$f = 0,2 [-]$ je součinitel tření mezi hlavou šroubů a deskou, voleno dle [1]

Při použití šesti šroubů je pak osová síla na jeden šroub:

$$F_o = \frac{F_{on}}{n} = \frac{80651}{6} = 13441,8 [\text{N}] \quad (7.5)$$

Volen je šroub M8 ISO 4762 – 12.9.

Tab. 7.1 Výpočtové údaje šroubu

Šroub M8 ISO 4762 - 12.9				
$d_2 [\text{mm}]$	$d_3 [\text{mm}]$	$P_h [\text{mm}]$	$\alpha [^\circ]$	$Re [\text{MPa}]$
7,188	6,466	1,25	60	1080

Výpočet úhlu stoupání závitu:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,17 [^\circ] \quad (7.6)$$

Výpočet třecího úhlu závitu:

$$\phi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13 [^\circ] \quad (7.7)$$

kde $f_z = 0,2 [-]$ je součinitel smykového tření na metrickém závitu bez povrchové úpravy a bez mazání, který se pohybuje v rozmezí 0,19 až 0,36 [-] [13] \rightarrow volím $f_z = 0,2$.

Výpočet obvodové síly působící na závitu:

$$F_z = F_o \cdot \operatorname{tg} (\psi + \phi') = 13441,8 \cdot \operatorname{tg} (3,17 + 13) = 3897,6 [\text{N}] \quad (7.8)$$

Výpočet tahového napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_s} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{13441,8}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 410 [\text{MPa}] \quad (7.9)$$

Výpočet krutového napětí od utažení matice:

$$\tau = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{3897,6 \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 264 [\text{MPa}] \quad (7.10)$$

Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{410^2 + 3 \cdot 264^2} = 614 [\text{MPa}] \quad (7.11)$$

Statická bezpečnost šroubu:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{1080}{614} = 1,76 [-] \quad (7.12)$$

Vzhledem k uvažování největší brzdné síly a již uvažování statické bezpečnosti při přenosu třecí síly, šroub **vyhovuje**.

7.2 Pevnostní kontrola držáku brzdy

Brzdič je uchycen na držáku brzdy. Ten je z důvodu úspory hmotnosti vyroben z hliníkové slitiny. Jako nejvhodnější byla vybrána slitina AA-390.0 [20], která dle ČSN 42 4386 přibližně odpovídá slitině AlSi20Cu2NiMgMn. Tyto slitiny se vyznačují malou teplotní roztažností, vysokou tepelnou vodivostí a dobrými mechanickými vlastnostmi za zvýšených teplot. Tyto vlastnosti se výborně hodí právě pro uchycení brzdičů, neboť při brzdění vzniká značné teplo, které je třeba odvést. Mechanické vlastnosti slitiny jsou uvedeny v tab. 7.2. Výpočet byl proveden pomocí metody konečných prvků, kde je simulováno uchycení držáku pomocí šroubů a působení brzdné síly $B_{kl} = 3330,2 [\text{N}]$ (viz. obr. 7.2). Pro výpočet bezpečnosti se uvažuje minimální dovolená bezpečnost $k_{\text{DOV}} = 2,5 [-]$.

Tab. 7.2 Mechanické vlastnosti slitiny AA-390.0

Hliníková slitina AA-390.0			
R _m [-]	R _e [-]	A [%]	ρ [kg/m ³]
280	240	1	2740

H: Držák brzdy

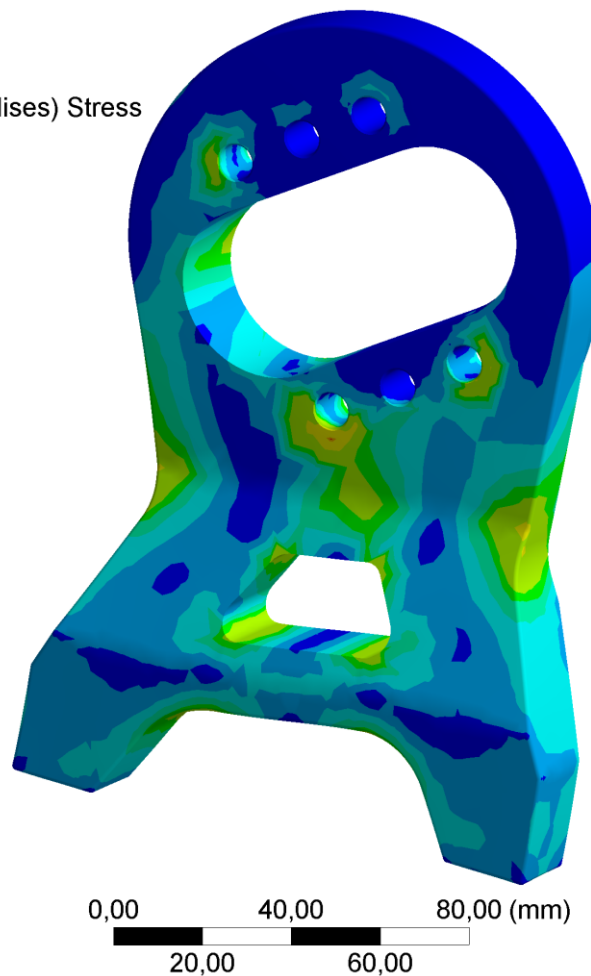
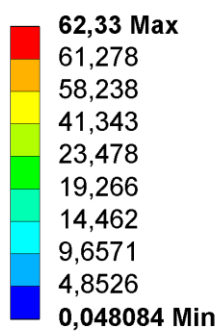
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.4.2011 13:43



Obr. 7.3 Ekvivalentní napětí v držáku brzdy určené pomocí MKP

Výpočet bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{240}{62,4} = 3,85[-] \quad (7.14)$$

$$k_{DOV} < k_s$$

Bezpečnost určená pomocí MKP je vyšší než dovolena → držák **vyhovuje**.

7.3 Výpočet jemného drážkování přední osy

Brzdňý moment, který vzniká při brzdění je přenesen na rejdový čep (obr. 7.1). Ten je součástí přední osy, na které je umístěno jemné drážkování a pomocí páky spojeno s rámem motocyklu. Dle ČSN 01 4933 je voleno jemné drážkování 30.

Tab. 7.3 Výpočtové údaje drážkování

Jemné drážkování 30 ČSN 01 4933			
D [mm]	D _{a1} [mm]	D _{a2} [mm]	z [-]
28	30	26,5	35

Střední průměr drážkování:

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{30 + 26,5}{2} = 28,25 [\text{mm}] \quad (7.15)$$

Za předpokladu, že krouticí moment přenáší pouze polovina zubů, tak síla na jeden zub je:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot B_{\text{pad}} \cdot r}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 3285,8 \cdot 300}{0,5 \cdot 35 \cdot 28,25} = 3987,8 [\text{N}] \quad (7.16)$$

Z kontroly tlaku na boky zubů lze určit délku drážkového spoje:

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} \leq p_D \quad (7.17)$$

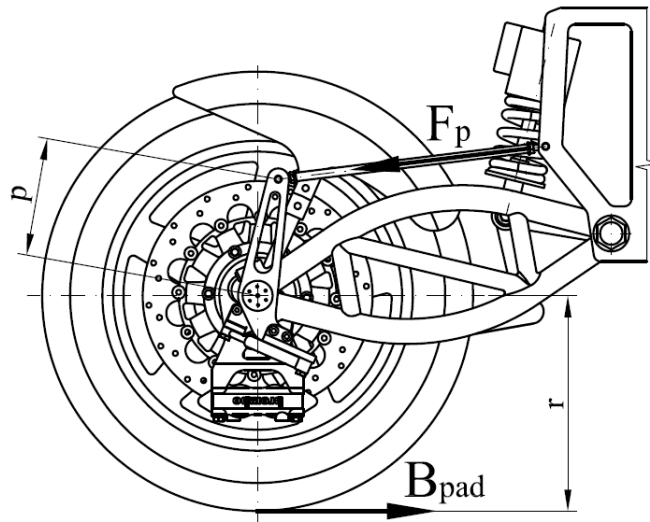
$$l \geq \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 3987,8}{(30 - 26,5) \cdot 200} = 11,4 \text{ mm}$$

kde $p_D = 200 [\text{MPa}]$ je dovolený tlak dle [2] v závislosti na tvrdosti povrchu drážek

Z konstrukčních důvodů je použito drážkování na obou stranách přední osy s celkovou délkou drážkování $l = 25 [\text{mm}]$. Drážkování tedy **vyhovuje**.

7.4 Výpočet trubky záchytu brzdňého momentu

Pomocí trubky kloubově uložené k rámu motocyklu (obr. 7.4) je zachycen brzdňý moment. Tato trubka je namáhána tahem (rov. 7.18) a největší tažná síla bude, pokud bude trubka ve vodorovné poloze. S ohledem na hmotnost je volena přesná bezešvá trubka $\phi 15 \times 2,5$ dle ČSN 42 6711.21 z materiálu 11 353.1, jehož dovolené napětí pro tah-tlak je $\sigma_{\text{tdov}} = 60 [\text{MPa}]$ dle [1]. Pro výpočet bezpečnosti je uvažována minimální dovolená bezpečnost $k_{\text{DOV}} = 1,5[-]$.



Obr. 7.4 Síla v trubce záchytu brzdného momentu

Z momentové rovnováhy je možno určit sílu pôsobící na tyč:

$$F_p \cdot p = B_{\text{pad}} \cdot r \quad (7.18)$$

$$F_p = \frac{B_{\text{pad}} \cdot r}{p} = \frac{3285,8 \cdot 300}{163} = 6047,5 [\text{N}]$$

Vzhľadom k použitiu dvou trubek budú trubky namáhané polovičnou silou $F_{p1} = 3023,7 [\text{N}]$.

Tahové napätí v prierezu trubky:

$$\sigma_T = \frac{F}{S} = \frac{F_{p1}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = \frac{4 \cdot 3023,7}{\pi \cdot (15^2 - 10^2)} = 30,8 [\text{MPa}] \quad (7.19)$$

Bezpečnosť vŕči tahu – tlaku:

$$k_s = \frac{\sigma_{tDOV}}{\sigma_t} = \frac{60}{30,80} = 1,79 [-] \quad (7.20)$$

$$k_{DOV} < k_s$$

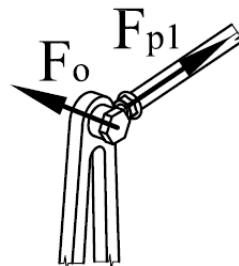
Vypočtená bezpečnosť je vyššia než dovolená → trubka **vyhovuje**.

7.5 Výpočet šroubu pro upevnění trubky

Pro uchycení trubky je použito kloubové oko se šroubem GN 648.6-12-M12-WH (obr.7.5). Toto oko umožňuje natáčení v kulovém pouzdře, které bude dotaženo šroubem. Tento šroub je namáhaný kolmo na svou osu a proto je třeba vyvodit osovou sílu tak, aby tato kolmá působící síla byla přenesena třením mezi okem a hlavou šroubu (obr. 7.6).



Obr. 7.5 Kloubové oko [34]



Obr. 7.6 Síla působící v trubce záchyty brzdného momentu

Určení potřebné osově síly:

$$k \cdot F_{pl} < F_o \cdot f \Rightarrow F_o = \frac{F_{pl} \cdot k}{f} = \frac{3023,7 \cdot 1,8}{0,2} = 27213,6 [\text{N}] \quad (7.21)$$

Výpočet je obdobný jako v kap. 7.1, proto zde budou uvedeny jen výsledky výpočtu. Výpočtové součinitele jsou voleny stejně jako u výpočtu v kap. 7.1.

Šroub je volen M12 ISO 4017 -12.9.

Tab. 7.4 Výpočtové součinitele šroubu

Šroub M10 ISO 4017 - 12.9				
d ₂ [mm]	d ₃ [mm]	P _h [mm]	α [°]	Re [MPa]
11,026	10,16	1,5	60	1080

Tab. 7.5 Výsledky výpočtu šroubu

ψ [°]	φ' [-]	F _z [N]	σ _t [MPa]	τ [MPa]	σ _{red} [MPa]	k _s [-]
2,48	13	7538,6	335,7	201,8	484,6	2,23

Vypočtená bezpečnost je vyšší než dovolená → šroub **vyhovuje**.

8 NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU ŘÍZENÍ

Motocykl, jako jednostopé vozidlo sám sebe neudrží v rovnovážné poloze. Proto v klidu např. při stání musí být podepřen např. nohama jezdce či stojanem. Při uvedení do pohybu však může již při malých rychlostech rovnováhu udržet. Toto je způsobeno gyroskopickými momenty.

Při velmi malých rychlostech, kdy se tyto gyroskopické momenty ještě neprojevují, závisí udržení rovnováhy motocyklu na umění jezdce, geometrii podvozku, poloze těžiště a samozřejmě hmotnosti motocyklu. Při rychlostech vyšších je rovnováha udržována stále více gyroskopickými momenty kol a umění jezdce již hraje menší roli.

8.1 Gyroskopické momenty

Gyroskop je v podstatě rychle rotující kolo, které má velmi vysokou osovou stabilitu – tendenci – zachovávat si polohu své roviny rotace v prostoru. To znamená, že se kolo nechá snadno pohybovat (rotovat) ve směru své osy, ovšem klade odpor při snaze vychýlit jej do jiného směru. Jestliže je gyroskop (kolo) nakloněn, je vyvolán vyhýbací pohyb v rovině, která svírá úhel 90 [°] s původní rovinou klopení.

Na obr. 8.1 je znázorněno klopení kola rotujícího kolem osy y při natáčení kolem svislé osy z. Tedy natočením kola (zelené šipky - příčina) doleva vznikne jako reakce klopení kola doprava (reakce).



Obr. 8.1 Gyroskopický efekt

Pro gyroskopický moment vzhledem k podélné ose x (obr. 8.2) platí:

$$M_{Gx} = J \cdot \omega_y \cdot \omega_z \quad (8.1)$$

kde J je hmotnostní moment setrvačnosti kola vzhledem k ose otáčení

$$J = \int r^2 dm \quad (8.2)$$

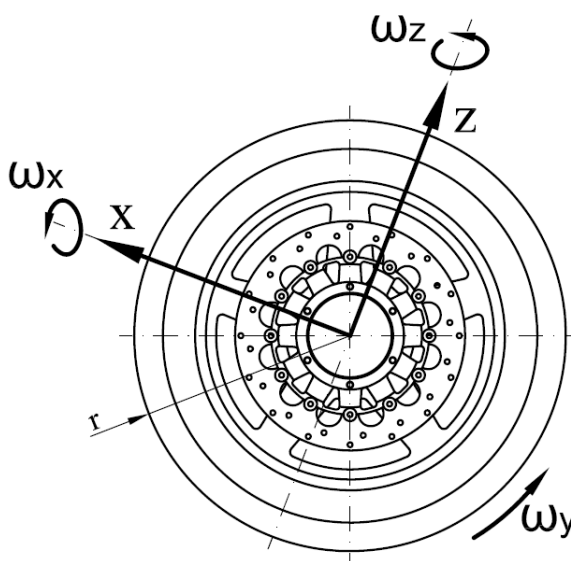
ω_y je úhlová rychlost otáčení kola

$$\omega_y = \frac{v}{r} \quad (8.3)$$

ω_z je úhlová rychlost natáčení kola kolem svislé osy z (řídící pohyb)

Gyroskopický moment vychyluje kolo kolmo ke směru rušivého momentu. Pro lepší pochopení bude uveden příklad. Smysl působení gyroskopického momentu je takový, že natočí-li se řídítka motocyklu doleva tak se gyroskopický moment snaží naklopit motocykl doprava. A naopak, pokud se motocykl klopí vlevo, jsou gyroskopickým momentem řídítka natáčena rovněž doleva. Kolo se tedy naklápí úhlovou rychlostí ω_x kolem osy x , čímž vzniká gyroskopický moment vzhledem k ose z :

$$M_{Gz} = J \cdot \omega_y \cdot \omega_x \quad (8.4)$$

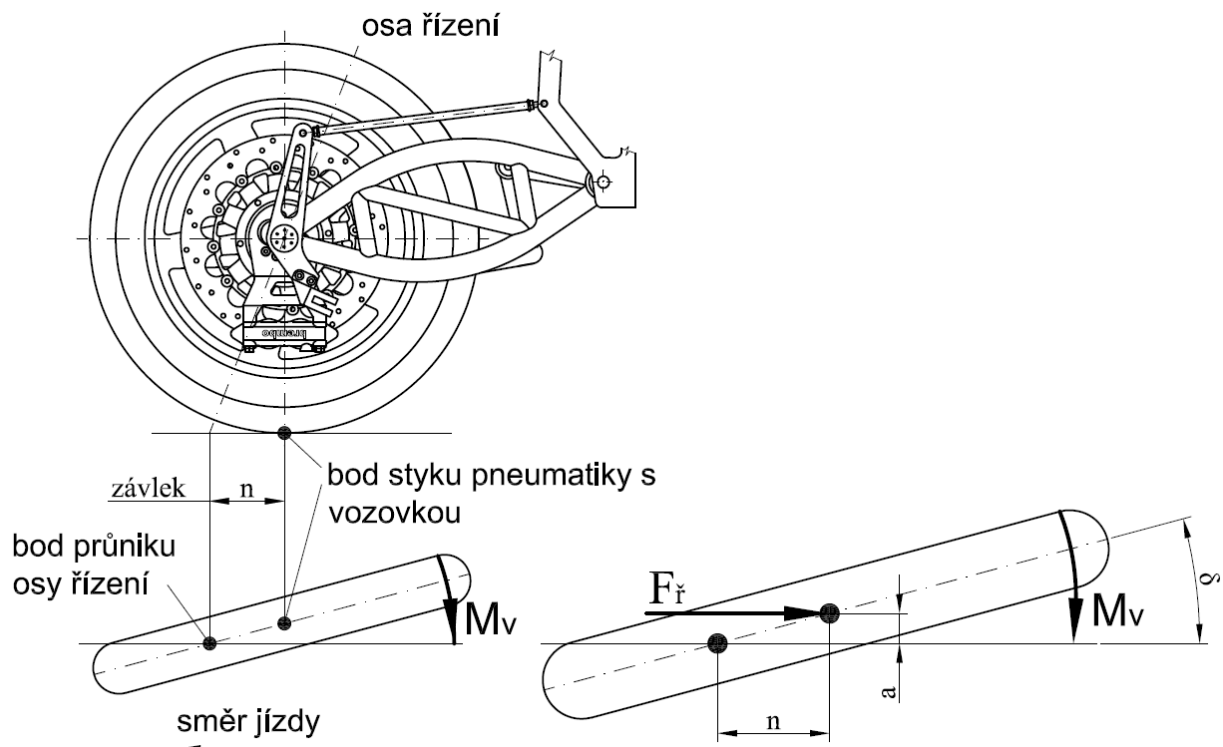


Obr. 8.2 Gyroskopické momenty a jejich směry

Při uvažování těchto momentů je velikost těchto momentů závislá na rychlosti jízdy, poloměru kola, a úhlových rychlostech řízení. A právě rychlost řízení je těžko zjistitelná. Záleží totiž na četnosti zatáček v daném úseku a rychlosti jakou jsou projety. A proto se dle [10, 6] uvádí zjednodušení, kdy se uvažuje stabilizující účinek závleku (stopy) předního kola.

8.2 Stabilizující účinek závleku

Pokud se přední kolo natočí z přímého směru o úhel řízení δ , posune se bod styku kola s vozovkou v bočním směru. To z důvodu, že kolo se natáčí kolem osy řízení a nikoliv kolem bodu styku kola s vozovkou. Vlivem šikmé polohy osy řízení se kolo natáčí po zakřivené dráze a „postaví“ se šikmo – tzv. odklon kola. Tato skutečnost se zanedbává stejně jako skutečnost, že s tímto se mírně mění poloha těžiště motocyklu. Postavení kola při natočení o úhel řízení (rejdu) δ je možno poukázat na motocyklu stojícím na stojanu (obr. 8.3)



Obr. 8.3 Stabilizující účinek závleku kola

Natáčení kola o úhel řízení δ po kruhové dráze bude nahrazen přímkou:

$$a = n \cdot \tan \delta \quad (8.5)$$

Z konstrukčního návrhu a konstrukce středu kola je umožněn maximální úhel rejdu $\delta = 15 [^\circ]$ a platí tedy:

$$a = n \cdot \tan \delta = 115,2 \cdot \tan 15 = 30,86 [\text{mm}] \quad (8.6)$$

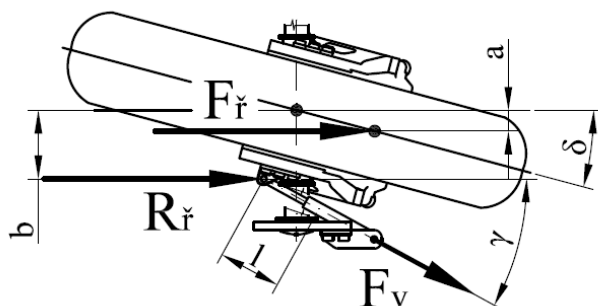
Všechny síly mezi pneumatikou a vozovkou působí vždy v místě jejich styku a způsobují podélné síly F_r , které působí proti směru jízdy. Dle [6] se uvažuje působení brzděné síly na mezi adheze B_{pad} a valivý odpor O_{fk} . Tato síla s ramenem a vyvolává vratný moment:

$$\begin{aligned} M_v &= F_r \cdot a = (B_{\text{pad}} + O_{\text{fk}}) \cdot a \\ M_v &= (3287,9 + 91,3) \cdot 30,86 = 104306,5 [\text{Nmm}] \end{aligned} \quad (8.7)$$

Tento moment natáčí přední kolo kolem osy řízení do její původní – přímé – polohy. Proto při zatáčení se uvažuje překonání tohoto momentu.

8.3 Kontrola hydraulického válce

Z konstrukčního řešení středu kola a tím i uchycení hydraulického válce bude navržen hydraulický válec. Na obr. 8.4 je znázorněn systém natáčení kola, který je v rovině kolmé k ose řízení. Dle tohoto znázornění je možno určit reakci v řízení $R_{\text{ř}}$. Ta namáhá šroub uchycující hydraulický válec a zároveň složka její síly F_v způsobuje namáhání pístní tyče na vzpěr.



Obr. 8.4 Působení sil na hydraulický válec

Z momentové rovnováhy pro střed otáčení kola je možno učit reakci řízení $R_{\text{ř}}$:

$$F_{\text{ř}} \cdot a = R_{\text{ř}} \cdot b \quad (8.8)$$

a odtud:

$$R_{\text{ř}} = \frac{F_{\text{ř}} \cdot a}{b} = \frac{(B_{\text{pad}} + O_{\text{fk}}) \cdot a}{b} = \frac{(3287,9 + 91,3) \cdot 30,86}{88,1} = 1183,7 [\text{N}] \quad (8.9)$$

kde $b = 80,1 [\text{mm}]$ vyplývá z konstrukční uspořádání uchycení válce

Složka síly namáhající pístní tyč na vzpěr:

$$F_v = R_{\text{ř}} \cdot \cos \gamma = 1183,7 \cdot \cos 30 = 1025,1 [\text{N}] \quad (8.10)$$

S ohledem na rozměry a z konstrukčních důvodů volím průměr pístní tyče $d = 9 [\text{mm}]$.

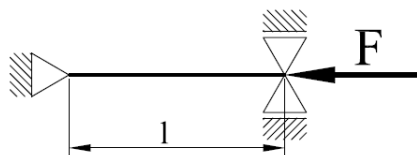
Poloměr kvadratického momentu:

$$i = \sqrt{\frac{J_{\text{min}}}{S}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{\pi \cdot d^2}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 9^4}{\pi \cdot 9^2}} = 2,25 [\text{mm}] \quad (8.11)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{85}{2,25} = 37,7 [-] \quad (8.12)$$

kde $l = l_0 = 85$ [mm] je délka vysunuté pístní tyče dle druhého případu vzpěru (viz. obr. 8.5)



Obr. 8.5 Druhý případ vzpěru kde $l = l_0$ [1]

Z velikosti štíhlostního poměru je zřejmé, že pístní tyč je nutno zkontrolovat na vzpěr dle Tetmajera. Je volena pístní tyč $\phi 9$ z materiálu 11 500.1, jehož konstanty napětí pro vzpěr jsou $a = 335$ [MPa] a $b = 0,62$ [MPa] dle [1]. Pro výpočet bezpečnosti uvažuji minimální dovolenou bezpečnost $k_{DOV} = 1,5$ [-].

Kritické napětí, tj. fiktivní tlakové napětí při zhrocení prutu:

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 37,7 = 311,7 \text{ [MPa]} \quad (8.13)$$

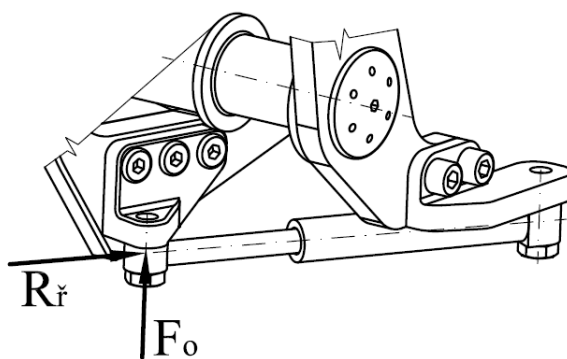
Bezpečnost vůči vzpěru:

$$F \leq \frac{\sigma_{KR} \cdot S}{k} \Rightarrow k = \frac{\sigma_{KR} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{F} = \frac{311,7 \cdot \frac{\pi \cdot 9^2}{4}}{1025,1} = 19,3 [-] \quad (8.14)$$

Vypočtená bezpečnost je vyšší než dovolená \rightarrow pístní tyč **vyhovuje**.

8.4 Výpočet šroubu pro uchycení hydraulického válce

Pro uchycení válců jsou použity vymešovací trubky uvnitř ok válců. Tato trubka umožňuje natáčení válce, nahrazuje tak kluzné pouzdro, a bude dotažena šroubem. Tento šroub je namáhaný kolmo na svou osu a proto je třeba vyvodit osovou sílu tak, aby tato kolmá působící síla byla přenesena třením mezi trubkou a hlavou šroubu (obr. 7.6).



Obr. 8.6 Síla působící na šroub válce

Určení potřebné osově síly:

$$k \cdot R_f < F_o \cdot f \Rightarrow F_o = \frac{R_f \cdot k}{f} = \frac{1183,7 \cdot 1,8}{0,2} = 10652,2 [\text{N}] \quad (8.15)$$

Výpočet je obdobný jako v kap. 7.1, proto zde budou uvedeny jen výsledky výpočtu. Výpočtové součinitelé jsou voleny stejně jako u výpočtu v kap. 7.1.

Šroub je volen M8 ISO 4017 -12.9.

Tab. 8.1 Výpočtový součinitelé šroubu

Šroub M8 ISO 4017 - 10.8				
d ₂ [mm]	d ₃ [mm]	P _h [mm]	α [°]	Re [MPa]
7,188	6,466	1,25	60	1080

Tab. 8.2 Výsledky výpočtu šroubu

ψ [°]	φ' [-]	F _z [N]	σ _t [MPa]	τ [MPa]	σ _{red} [MPa]	k _s [-]
3,17	13	3089,2	324,4	209,2	486,3	2,22

Vypočtená bezpečnost je vyšší než dovolená → šroub **vyhovuje**.

8.5 Určení potřebného tlaku kapaliny pro zatáčení

Tlaková síla bude vyvozena pomocí hydraulických válců uchycených k řídkům. Jejich natočením do strany se vyvine v jednom z válců tlak, který se přenesení na řídicí válec a dojde k natočení kola. Protože jsou válce po obou stranách, jsou použity jednočinné. Uchycení válců u řídek, jejich velikost a podrobnější schéma hydraulického systému není předmětem této práce.

Proto zde bude uveden pouze výpočet pro potřebný tlak kapaliny:

$$p = \frac{F}{S \cdot \mu_m} = \frac{F_v}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot \mu_m} = \frac{4 \cdot 1025,1}{\pi \cdot 12^2 \cdot 0,86} = 10,6 [\text{MPa}] \quad (8.16)$$

kde $d_v = 12 [\text{mm}]$ je vnitřní průměr trubky válce

$\mu_m = 0,86 [-]$ je mechanická účinnost hydraulického válce [26]

Potřebný tlak pro bezpečné natočení kola je $p = 10,6 [\text{MPa}]$.

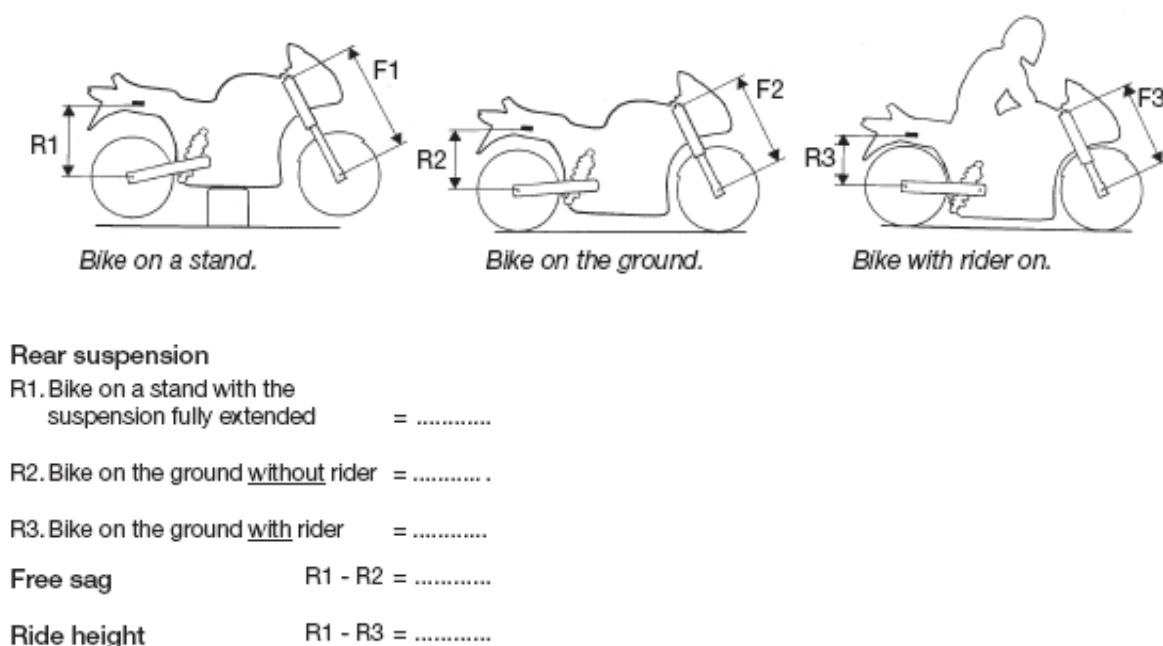
9 NÁVRH ODPRUŽENÍ A ULOŽENÍ PŘEDNÍ VIDLICE

Odpružení předního kola má zásadní vliv na chování motocyklu při jízdě. Proto zde bude navržena pružící jednotka. Pro jízdní komfort byla zvolena jednotka s možností nastavení předpětí pružiny a regulaci tuhosti.

9.1 Návrh tlumiče odpružení

Výroba vlastního tlumiče odpružení vyžaduje perfektní znalost této problematiky. Jelikož většina předních výrobců motocyklových pružících jednotek není ochotná sdělit alespoň základní charakteristiky svých jednotek, bylo třeba postupovat dle jejich doporučení.

Po průzkumu trhu s pružícími jednotkami byla vybrána firma Öhlins, která se zabývá právě výrobou a problematikou v tomto oboru. Dle jejich pokynů a doporučení byl vyplněn formulář (obr. 9.1 a obr. 9.2) se základními parametry, dle kterého bude navržena pružící jednotka. Je zde ovšem uvažováno použití zadní pružící jednotky jako odpružení přední.



Obr. 9.1 Návrhový model pro určení pružící jednotky [23]

Tyto hodnoty jsou bez znalosti správné geometrie těžko odhadnutelné a proto dle doporučených hodnot dle [10] pro přední vidlice byly navrženy (viz. tab. 9.1) tyto hodnoty (měřeno od předpokládaného uchycení horního oka tlumiče):

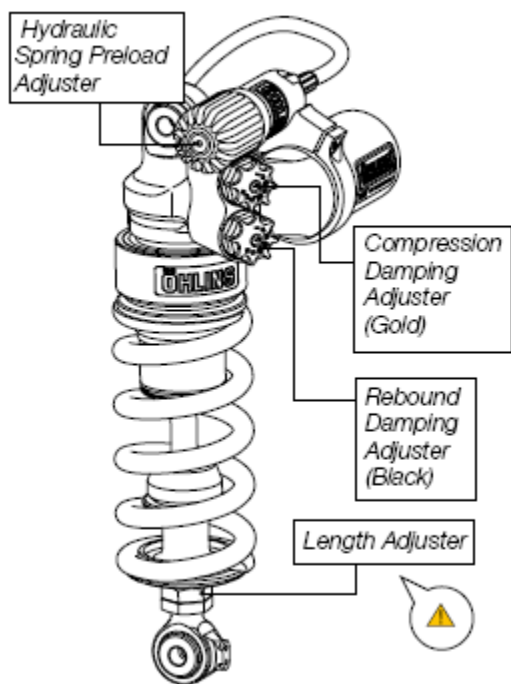
Tab. 9.1 Hodnoty pro návrh pružící jednotky

Návrhové hodnoty pro pružící jednotku				
R_1	R_2	R_3	R_1-R_2	R_1-R_3
368	363	356	5	12

Rozdíl v těchto velikostech se uvažuje při hmotnosti jezdce $m = 95$ [kg] a hmotnosti motocyklu 230 [kg]. Byla také určena síla, která bude působit do osy tlumiče. Velikost této síly $F_{ot R_1-R_2} = 437,7$ [N] a $F_{ot R_1-R_3} = 632,9$ [N] byla určena metodou konečných prvků.

Dle těchto vstupních parametrů s ohledem na volbu jednotky, s možností nastavení předpětí pružiny a regulace tuhosti tlumiče byl firmou Öhlins navržen tlumič T26PR1C1LS-YA-888 (obr. 9.2). Jeho základní rozměry jsou uvedeny v tabulce 9.2.

Öhlins Shock Absorber T36PR1C1LS YA 888



Tab. 9.2 Základní rozměry pružící jednotky [23]

T26PR1C1LS-YA-888		
Volná délka	260	mm
Průměr pístní tyče	18	mm
Průměr drátu pružiny	12	mm
Zdvih pružiny	40	mm
Velký průměr pružiny	80	mm
Otvor pro šroub	12	mm
Šířka oka	30	mm

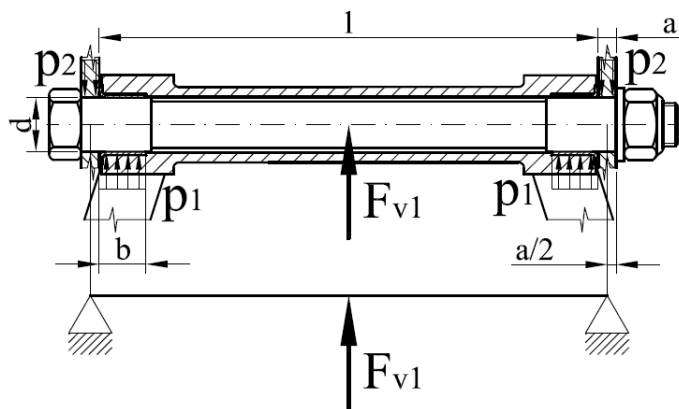
9.2 Pružící jednotka T26PR1C1LS-YA-888 [23]

Protože firma neuvádí hodnoty pro kontrolní výpočet, není možno jednotku nijak zkontrolovat.

9.2 Uložení přední vidlice

Vidlice je v rámu motocyklu uložena pomocí osy. Ta je osazena kluznými přírubovými ložisky. Osa je utažena pojistnou maticí z důvodu tuhosti celého podvozku motocyklu. Výpočet

osy je proveden dle [2]. Materiál osy je volen 11 600.0 s mezí kluzu $R_e = 295$ [MPa]. Rozměry a , l (tab. 9.3) vycházejí z konstrukčního návrhu rámu motocyklu. Je třeba provést výpočet průměru osy a kontroly na otláčení. Schéma uložení osy je zobrazeno na obr. 9.3.



Obr. 9.3 Schéma uložení osy

Tab. 9.3 Rozměry uložení

Rozměry [mm]	
a	8
l	277,5
b	26

Výpočet průměru osy:

Průměr osy je odvozen z největšího ohybového namáhání. A platí tedy:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{v1} \cdot (a+l) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 2256,4 \cdot (8+277,5) \cdot 1,8}{\pi \cdot 295}} = 21,59 \text{ [mm]} \quad (9.1)$$

kde $F_{v1} = 2256,4$ [N] je maximální výsledná síla působící na osu. Síla vychází z tab. 4.2, přičemž působení síly v ose z není uvažováno

$k_s = 1,8$ [-] je zvolená statická bezpečnost

Dle rovnice 9.1 byl zvolen průměr osy $d = 30$ [mm].

9.3 Kontrola měrného tlaku

Vidlice je uložena na kluzných ložiskách SKF PCMMF 303426 a proto tlak působí na ploše těchto ložisek.

Kontrola tlaku na ukládací ploše:

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} = \frac{2256,4}{2 \cdot 26 \cdot 30} = 1,5 \text{ [MPa]} \quad (9.2)$$

$$p_1 < p_{D1}$$

kde $p_{D1} = 5$ [MPa], což odpovídá dovolenému měrnému tlaku styku nekalené oceli s kompozitem dle [2]
 $b = 26$ [mm] je šířka ložiska

Měrný tlak na ukládací ploše je menší než doložený měrný tlak styku nekalené oceli s kompozitem → ukládací plocha **vyhovuje**.

Kontrola tlaku uložení čepu osy v rámu:

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{2256,42}{2 \cdot 8 \cdot 30} = 4,78 \text{ [MPa]} \quad (9.3)$$

$$p_2 < p_{D2}$$

kde $p_{D2} = 100$ [MPa] je dovolený měrný tlak čepu pevné osy dle [2] pro ocel/ocel

Střední měrný tlak uložení čepu osy v rámu motocyklu je menší než dovolený → uložení vyhovuje.

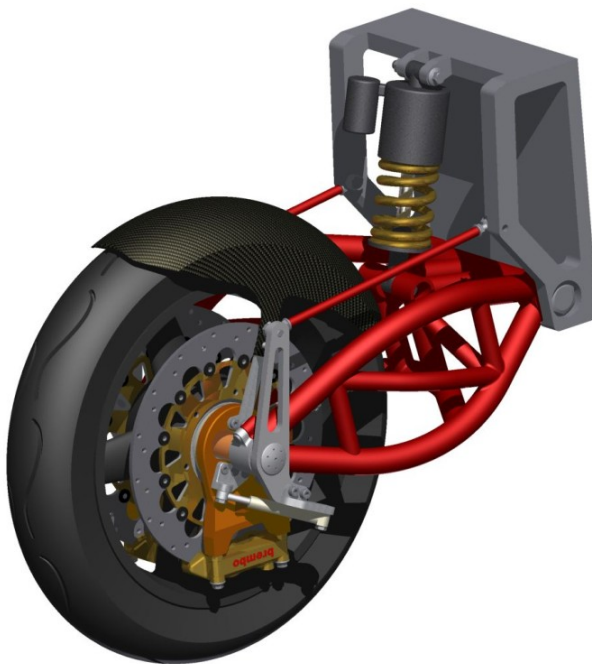
10 ZÁVĚR

Dle zadaných parametrů byla navržena přední kyvná vidlice (obr. 10.1) z ocelových tenkostěnných trubek, tak aby byla dostatečně pevná, vyhovovala podmínkám bezpečnosti a dala se použít v běžném silničním provozu. Je proto navržena pro maximální přípustnou hmotnost motocyklu s posádkou 410 [kg] a pro maximální rychlost převyšující 200 [km/hod]. Rychlost je však třeba přizpůsobit stavu vozovky a schopnostem jezdce. Pro provoz na veřejných komunikacích by bylo nutné provést zátěžové testy nejen vidlice, ale i souvisejících dílů a to zejména brzdové soustavy a hydraulického systému natáčení kola ve specializované zkušebně.

Součástí diplomové práce bylo i teoretické zjišťování působících sil, kdy jsou vždy uvažovány maximální hodnoty. Takto zjištěné hodnoty byly použity při výpočtech. Pevnostně byly zkontrolovány důležitá místa, a některé tyto výpočty byly také ověřeny pomocí metody konečných prvků. Z výsledků vyplývá, že konstrukce rámu vidlice a souvisejících dílů je dostatečně dimenzována pro předpokládané zatížení.

10.1 Vyhodnocení stanovených cílů

Na základě zadání práce byl proveden konstrukční návrh přední kyvné vidlice a pevnostní kontrola všech důležitých součástí. Byla také vytvořena výkresová dokumentace sestavy vidlice, dílenské výkresy přední osy s rejdovým čepem a osou kyvné vidlice a byly tedy splněny všechny cíle diplomové práce.



Obr. 10.1 Přední kyvná vidlice motocyklu

11 POUŽITÁ LITERATURA

Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003., ISBN 80-86490-74-2.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] LIŠČÁK, Š., MATĚJKA, R., RIEVAJ, V., ŠULGAN, M.: *Podvozky cestných vozidel*. EDIS – vydavatelstvo ŽU, Žilina. 2006. 136s., ISBN 80-8070-588-7.
- [4] MATĚJKA, R.: *Vozidla silniční dopravy II*. Vysoká škola dopravy a spojov v Žiline, Žilina. 1994., ISBN 80-7100-074-4.
- [5] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [6] VLK, F.: *Teorie a konstrukce motocyklů 1: Jízdní vlastnosti, motocyklové motory, příprava směsi*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2004. 355s. ISBN 80-239-1601-7.
- [7] VLK, F.: *Teorie a konstrukce motocyklů 1: Převodové ústrojí, podvozek, rám, elektrická výbava*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2004. 304s. ISBN 80-239-1601-7.
- [8] ČSN 30 0024: *Základní automobilové názvosloví. Druhy silničních vozidel. Definice základních pojmů*
- [9] KASANICKÝ, G., KOHÚT, P., LUKAŠÍK, M.: *Teória pohybu a rázu při analýze a simulácii nehodového deja*. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 2001. ISBN 80-7100-597-5
- [10] FOALE, T.: *Motorcycle handling and chassis design: The art and science*. 2. vyd. Spain: Tony Foale designs, 2006. ISBN 84-933286-3-4.
- [11] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj – vysokoškolská příručka*. Poslední aktualizace 29. 3. 2004. URL: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>
- [12] BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů II: Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987. 215s.

- [13] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [14] BOLDIŠ, P.: *Bibliografické citace dokumentu podle CSN ISO 690 a CSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentu*. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004, poslední aktualizace 11. 11. 2004. URL: <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>.
- [15] ŠVERCL, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Scientia – Pedagogické nakladatelství, Praha, 2003. ISBN 80-7183-297-9
- [16] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 72s., ISBN 978-80-248-0878-9

Internetové zdroje:

- [17] Katalog ložisek: www.skf.cz
- [18] Vyrus 986 M2 <<http://www.motorkari.cz/clanky/moto-novinky/vyrus-986-m2-17707.html>> [cit. 2011-03-12]
- [19] Masarykův okruh v Brně <http://www.automotodrombrno.cz/o-okruhu/parametry-okruhu/parametry-okruhu_166> [cit. 2011-03-02]
- [20] Hliník a jeho slitiny: <http://www.benjamin.ic.cz/hlinik_slitiny.pdf> [cit. 2011-03-17]
- [21] Informace o pneumatikách: <<http://pneu.extralevne-pneu.cz/e17-moto-pneu-info.html>> [cit. 2011-02-20]
- [22] Technický rádce: <<http://www.barum-pneu.cz/technicky-radce.php>> [cit. 2011-03-17]
- [23] Katalog pružících jednotek Öhlins: www.ohlins.com
- [24] Technika motocyklu – podvozek: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-8.-cast-podvozek-3456.html>> [cit. 2011-01-14]
- [25] Katalog motocyklových brzd: www.brembo.com
- [26] Katalog hydrauliky Jihostroj: <http://www.jihostroj.com/cd_10_03/Katalogy_P23-verze-8_12_2009/Katalog_P23.pdf> [cit. 2011-04-27]
- [27] <<http://www.motomagazin.cz/photos/cz125a/03/foto14.jpg>> [cit. 2011-02-28]
- [28] <<http://www.armybazar.eu/data/inzeraty/1282373282mv750-2.jpg>> [cit. 2011-02-28]
- [29] <<http://www.bmbikes.co.uk/photos/mechanicalphotos/R%20fork.jpg>> [cit. 2011-02-24]
- [30] <http://www.motorcycle-usa.com/PhotoGalleries/xlarge/09ZX600R_CUT_FRONT_FORK.jpg> [cit. 2011-02-24]
- [31] <<http://www.bmbikes.co.uk/photos/mechanicalphotos/R1200GS%20Chassis%282%29.jpg>> [cit. 2011-02-27]

- [32] <<http://www.motorkari.cz/downloader.php?file=http://www.motorkari.cz/upload/images/clanky/2005-01/2945/3767.jpg>> [cit. 2011-02-27]
- [33] <http://www.sobreruedas.org/var/sbr/storage/images/fichas_tecnicas/motos/bimota/tesi_2d/19990-1-esl-ES/tesi_2d.jpg> [cit. 2011-03-01]
- [34] <http://cdm.elesa.it/imm/foto/Elesa+Ganter/8288_GN_648_2_p_i.jpg> [cit. 2011-04-02]

Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Microsoft Office Powerpoint 2007

Autodesk Inventor 2010

Autodesk AutoCAD 2010

Ansys Workbench 13.1

SEZNAM PŘÍLOH

NÁZEV	OZNAČENÍ	FORMÁT
1 MICHELIN PILOT ROAD	PŘÍLOHA č.1	A4
2 ERGONOMIE JEZDCE	PŘÍLOHA č.2	A4

VÝKRESY	OZNAČENÍ	FORMÁT
1 PŘEDNÍ KYVNÁ VIDLICE	DRA164-00	A0
2 PŘEDNÍ OSA S REJDOVÝM ČEPEM	DRA164-00-02-01	A3
3 OSA KYVNÉ VIDLICE	DRA164-00-07	A3

Děkuji prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.